

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-020784

(43)Date of publication of application : 23.01.2001

(51)Int.Cl.

F02D 41/04
 F02B 1/12
 F02B 19/08
 F02B 19/14
 F02B 23/00
 F02D 13/02
 F02D 15/04
 F02D 23/02
 F02D 41/02

(21)Application number : 2000-077087

(22)Date of filing : 23.02.1999

(71)Applicant : CUMMINS ENGINE CO INC

(72)Inventor : FLYNN PATRICK F
 HUNTER GARY L
 ZUR LOYE AXEL O
 AKINYEMI OMOWOLEOLA C
 DURRETT RUSS P
 MOORE GREG A
 MUNTEAN GEORGE G
 PETERS LESTER L
 PIERZ PATRICK M
 WAGNER JULIE A
 WRIGHT JOHN F
 YEAGER JACKIE M

(30)Priority

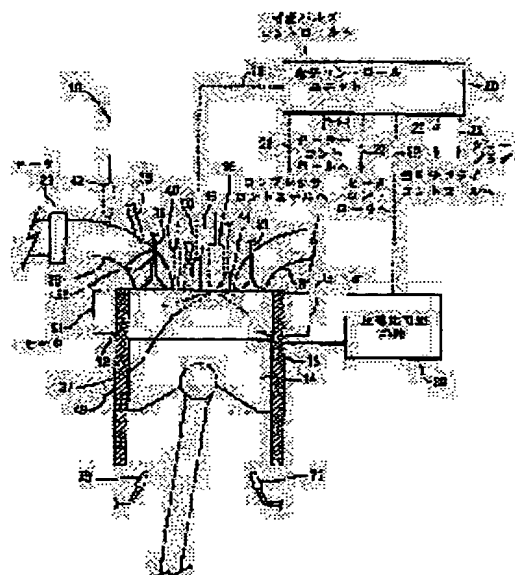
Priority number : 98 75673 Priority date : 23.02.1998 Priority country : US

(54) METHOD FOR CONTROLLING PRE-MIX CHARGE COMPRESSION IGNITION ENGINE AND COMBUSTION TIMING

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce exhaust gas and optimize engine operation efficiency by providing an operating condition detection unit for detecting engine operating a condition which indicates combustion history, determining a combustion history value based on an engine operating condition signal, and feeding at least one control signal based on the combustion history value.

SOLUTION: In a pre-mix charge compression ignition engine 10, most fuel is combusted by compression ignition after being fully pre-mixed with air to create combustible air-fuel mixture. Operation of the engine 10 is optimized by controlling combustion history (such as combustion timing, combustion rate, combustion continuation and/or combustion completion) in a combustion chamber of each cylinder by an ECU 20. In other words, an exhaust gas amount is reduced by improving combustion performance through restricting exhaust gas flow in an exhaust system with a throttle valve so as to change a ratio of remaining materials of generated product after combustion in the combustion chamber, and changing a temperature of air-fuel mixture.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

17.03.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

03.06.2003

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Searching PAJ

[Kind of final disposal of application other than the examiner's
decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of
rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(51) Int. Cl. 7	識別記号	F I	テマコード (参考)	
F02D 41/04	310	F02D 41/04	310	C 3G023
	325		325	C 3G092
F02B 1/12		F02B 1/12		3G301
19/08		19/08		B
19/14		19/14		D

審査請求 有 請求項の数10 O L (全54頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2000-77087 (P 2000-77087)
 (62) 分割の表示 特願平11-542652の分割
 (22) 出願日 平成11年2月23日 (1999. 2. 23)
 (31) 優先権主張番号 60/075, 673
 (32) 優先日 平成10年2月23日 (1998. 2. 23)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 591112201
 カミンス エンジン カンパニー インコ
 ーポレイテッド
 アメリカ合衆国 47201 インディアナ州
 コロンバス ジャクソン ストリート 5
 00
 (72) 発明者 フライン、 バトリック エフ.
 アメリカ合衆国 47201 インディアナ州
 コロンバス フランクリン ストリート
 1743
 (74) 代理人 100079049
 弁理士 中島 淳 (外2名)

最終頁に続く

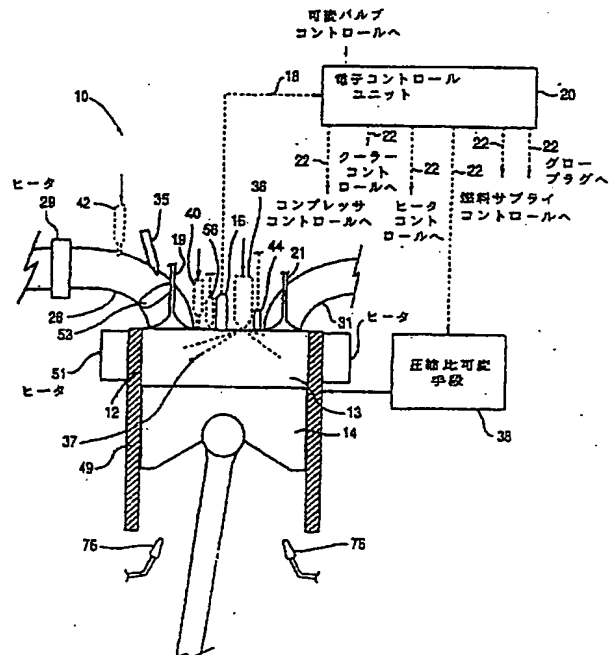
(54) 【発明の名称】 予混合チャージ圧縮点火エンジン及び燃焼タイミングをコントロールする方法

(57) 【要約】

【課題】 圧縮点火により効果的に燃焼を開始し、安定した燃焼を維持する一方、極めて低い窒素酸化物放出、良好な総合効率、および許容可能な燃焼ノイズならびにシリンダ圧を達成する予混合チャージ圧縮点火エンジンおよび燃焼タイミングをコントロールする方法を提供する。

【解決手段】 圧縮点火により効果的に燃焼を開始し、安定した燃焼を維持する一方、極めて低い窒素酸化物放出、良好な総合効率、および許容可能な燃焼ノイズならびにシリンダ圧を達成する予混合チャージ圧縮点火エンジンおよびコントロール・システム (10) は、温度のコントロールを提供する特定のコントロール変数をコントロールすることによって、燃焼ヒストリ、すなわち燃焼が生じるタイミング、燃焼レート、燃焼の持続、および/または燃焼の完了を効果的にコントロールする。

FIG. 1a



【特許請求の範囲】

【請求項1】 予混合チャージ圧縮点火内燃エンジンであってエンジン本体と前記エンジン本体に形成された複数のシリンダと、

前記複数のシリンダのそれぞれにマウントされ、連続する排気行程および吸気行程を通る往復運動を行う、各ピストンであり、それぞれが燃料と空気の混合気を包含するための燃焼室を定義する、各ピストンと、

吸気エアを、前記複数のシリンダに供給するための吸気エア・システムと、

前記複数のシリンダから排気ガスを案内するための排気システムと、

前記複数のシリンダのそれぞれの前記燃焼室における将来の燃焼イベントの燃焼ヒストリをコントロールし、エンジン動作を最適化する燃焼ヒストリ・コントロール・システムであって、最終的に前記燃料と空気の混合気の温度を変化させるための温度コントロール・システムを含み、該温度コントロール・システムは、前記燃焼室内の燃焼生成物の残留物質量分率を変化させるための残留物質量分率コントロール・システムを含み、該残留物質量分率コントロール・システムは、前記排気システム内に配置され、排気ガスの流れを制限することによって燃焼生成物の残留物質量分率を増加させるスロットル・バルブを備えるものとする、燃焼ヒストリ・コントロール・システムと、

エンジンの動作状態に基づいて前記スロットル・バルブをコントロールし、燃焼を最適化するプロセッサと、を備えることを特徴とする、予混合チャージ圧縮点火内燃エンジン。

【請求項2】 前記燃焼ヒストリを示すエンジン動作状態を検出し前記エンジン動作状態を示すエンジン動作状態信号を生成するエンジン動作状態検出デバイスを更に備え、前記プロセッサは、前記エンジン動作状態信号を受け取り、前記エンジン動作状態信号に基づいて燃焼ヒストリ値を決定し、該燃焼ヒストリ値に基づいて1ないし複数のコントロール信号を生成するものとし、前記1ないし複数のコントロール信号は、前記スロットル・バルブをコントロールして排気ガスの流れを可変コントロールし、それにより前記残留物質量分率ならびに前記将来の燃焼イベントの燃焼ヒストリをコントロールすることを特徴とする、請求項1記載のエンジン。

【請求項3】 前記残留物質量分率コントロール・システムは、さらに、前記複数のシリンダのそれぞれに関連付けられ、前記各ピストンの吸気行程の間に前記排気バルブが前記排気ポートを開く時間幅をコントロールし、それによって前記排気システムから前記排気ポートを通して前記燃焼室に排気ガスを流し、燃焼イベント後の前記燃焼室内の残留排気ガスの量を増加させる可変排気バルブ・タイミング・コントロール手段を含むことを特徴とする、請求項1記載のエンジン。

【請求項4】 予混合チャージ圧縮点火モードにおいて動作可能であり、該モードの間は、振動発生時に前記燃焼コントロール・システムのタイミングを使用することなく燃焼タイミングが定常状態タイミングに戻り、連続して安定なエンジン動作を可能にする安定モードで動作可能であり、かつ、振動発生時に定常状態タイミング値に戻ることなく燃焼タイミングが進みまたは遅れ、燃焼コントロール・システムのタイミングを使用しない限り、エンジンの動作の停止の可能性を有する不安定モードで動作可能である、燃焼コントロール・システムのタイミングを使用する内燃エンジンの燃焼室における将来の燃焼イベントの燃焼タイミングをコントロールする方法において、

前記燃焼室における将来の燃焼イベントの燃焼タイミングを進ませるため、およびそれを遅らせるための燃焼コントロール・システムのタイミングを準備するステップであり、前記燃焼ヒストリ・コントロール・システムは、燃焼室内で燃焼するための燃料と空気の混合気の温度を最終的に変化させるための温度コントロール・システム、前記混合気の圧力を最終的に変化させるための圧力コントロール・システム、前記混合気の当量比を変化させるための当量比コントロール・システム、および前記混合気の自己点火特性を変化させるための混合気自己点火特性コントロール・システムのうちの少なくとも1つを含むものとするステップと、

十分に遅らせた燃焼タイミングでエンジンを動作させ前記不安定モードにおいてエンジンを動作させるステップと、

エンジンを前記不安定モードにおいて動作させる一方、前記温度コントロール・システム、前記圧力コントロール・システム、前記当量比コントロール・システム、および前記混合気自己点火特性コントロール・システムのうちの少なくとも1つをコントロールして振動を補償し、略前記定常状態タイミング値に燃焼タイミングをとどまらせることにより、前記不安定モードにおいて安定したエンジン動作を維持するステップと、を含むことを特徴とする方法。

【請求項5】 燃焼タイミングを示すエンジン動作状態を検出するステップと、

前記エンジン動作状態を示すエンジン動作状態信号を生成するステップと、

前記エンジン動作状態信号を処理し、前記エンジン動作状態信号に基づいて実際の燃焼タイミングの値を決定するステップと、

前記実際の燃焼タイミングの値に基づいて少なくとも1つのコントロール信号を生成するステップと、

前記少なくとも1つのコントロール信号を、前記温度コントロール・システム、前記圧力コントロール・システム、前記当量比コントロール・システム、および前記混合気自己点火特性コントロール・システムのうちの少な

10

20

30

40

50

くとも1つに提供し、前記不安定モードにおける動作間の将来の燃焼イベントの燃焼タイミングを能動的に可変コントロールするステップと、

を更に含むことを特徴とする、請求項4記載の方法。

【請求項6】 前記実際の燃焼タイミングの値をあらかじめ決定された望ましい燃焼タイミングの値と比較し、前記実際の燃焼タイミングの値をあらかじめ決定された望ましい燃焼タイミングの値の比較に基づいて前記少なくとも1つのコントロール信号を生成するステップを更に含み、前記少なくとも1つのコントロール信号は、前記温度コントロール・システム、前記圧力コントロール・システム、前記当量比コントロール・システム、および前記混合気自己点火特性コントロール・システムのうちの少なくとも1つをコントロールし、前記実際の燃焼タイミングの値をあらかじめ決定された望ましい燃焼タイミングの値に近づけるものとすることを特徴とする、請求項5記載の方法。

【請求項7】 燃焼タイミングを検出し、燃焼タイミング信号を生成する燃焼タイミング・センサを更に備え、前記実際の燃焼タイミングの値は、前記燃焼タイミング信号に基づいて決定されることを特徴とする、請求項6記載の方法。

【請求項8】 前記燃焼タイミング・センサは、燃焼開始の検出に適合された燃焼開始センサであることを特徴とする、請求項7記載の方法。

【請求項9】 回転可能なクランクシャフトおよび該クランクシャフトに機能的に結合され上死点位置を通過して往復運動するピストンを更に備え、前記不安定な動作は、前記上死点位置の後に急速燃焼が開始するとき生じるものとする、請求項4記載の方法。

【請求項10】 前記燃焼タイミング・センサは、シリンダ圧力センサであることを特徴とする、請求項7記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、予混合チャージ圧縮点火エンジン及び燃焼タイミングをコントロールする方法に関し、概して、予混合された燃料チャージを最初に燃焼するようになされた圧縮点火エンジンと、燃焼コントロール・システムのタイミングを使用する内燃エンジンの燃焼室における将来の燃焼イベントの燃焼タイミングをコントロールする方法とに関するものである。

【0002】

【従来の技術】 実に75年以上もの間、内燃エンジンは人類の基本的な動力源であり続けてきた。その重要性、およびこれを完璧なものにしようとする技術努力については、どのように表現しても過言ではないであろう。内燃エンジン設計の分野は非常に成熟した、十分に理解されているものであり、殆どのいわゆる「新しい」エンジン設計とは、単に、種々の公知の選択肢からの選択によ

って形成される設計であるに過ぎない。たとえば出力トルク曲線の向上は、エンジン燃費を犠牲にすることによって容易に達成することが可能である。排気量の削減または信頼性の向上もまた、コストを増加させれば達成することが可能なものである。さらにその他の目的についても、動力の増加や寸法および/または重量の削減などを達成することは可能であるが、通常は燃料効率および低コストの両者を犠牲にするものである。

【0003】 燃料効率を維持または向上させる一方で、行政指導による排気量削減基準に準拠しなければならないという必要性から、現代の設計者にとっての課題は、著しく増加してきている。エンジン設計は成熟しているということを考えると、今日商業的に実現可能であるような基本的なエンジン設計をさらに革新して、エンジン性能を向上させること、および排気量を削減することの両者を実現させるということは、非常に困難なことである。ただ合衆国政府またはその他の国家によって今後要求される一連の排気基準が段階的に拡大されていることを考慮すると、上記のような革新に対する必要性は、今のところ決して大きなものとはなっていない。上記基準を満たすという試みの中には、複数の設計者による全く新しいエンジン設計の追求が含まれている。

【0004】 従来、往復ピストンまたはロータリ内燃エンジンには、2つの基本的な形式、すなわちディーゼルエンジンとスパーク点火エンジンがある。これらの型のエンジンは、類似した構造および機械的作用を有しているが、各々、互いに大きく異なるような別個の作動特性を有している。ディーゼルエンジンとスパーク点火エンジンとは、単純ではあるが別個の手段を用いて、燃焼の開始(SOC)を効果的に制御している。ディーゼルエンジンは、燃料噴射のタイミングによってSOCを制御している。スパーク点火エンジンにおいては、SOCはスパークのタイミングによって制御されている。この結果、ディーゼルエンジンとスパーク点火エンジンの利点および欠点には、重大な差異が存在する。ディーゼルエンジンに対してスパーク点火天然ガスまたはガソリンエンジンの有する主な利点は、非常に低いNO_xおよび微粒子の排出レベルを達成する能力である。予混合チャージ・スパーク点火エンジンに対してディーゼルエンジン(乗用車のガソリンエンジンおよびリーンバーン天然ガスエンジンなど)が有する主な利点は、高い熱効率である。ディーゼルエンジンの熱効率がより高いものである主要な理由は、予混合チャージ・スパーク点火エンジンよりも高い圧縮率を使用する能力である(予混合チャージ・スパーク点火エンジンの圧縮率は、ノックを避けるためかなり低く保たなければならない)。ディーゼルエンジンの熱効率がより高い2つめの主要な理由は、スロットルなしでディーゼルエンジンの動力出力を制御する能力にある。この能力によって、予混合チャージ・スパーク点火エンジンのスロットリング損失が除去され、

その結果、ディーゼルエンジンに対する部分負荷において効率が著しく高くなる。しかし一般的なディーゼルエンジンでは、予混合チャージ・スパーク点火エンジンを用いた場合に可能であるような、非常に低いNOxおよび微粒子の排出レベルを達成することはできない。ディーゼル燃焼は混合制御される性質のものであるため、燃料の大部分は、微粒子の排出につながるものが認識されているような、非常に燃料が濃厚な等価率で存在している。これに対し予混合チャージ・スパーク点火エンジンは、希薄であるか化学量に近いもののいずれかの傾向があるような殆ど同質の空気燃料混合物を有しており、その結果、微粒子の排出量が非常に低くなっている。第2の要件としては、ディーゼルエンジンにおける混合制御された燃焼は、燃料および空気が、高温につながるような化学量に近い等価率で存在する場合に発生するものである。高温は、順次、高いNOx排出量の原因となる。一方リーンバーン・予混合チャージ・スパーク点火エンジンは、より希薄な等価率で燃料を燃焼させるものであり、この結果温度は、より低いNOx排出量につながるような著しく低いものとなる。また化学量の予混合チャージ・スパーク点火エンジンは、化学量の燃焼の結果生ずるフラーム温度が高いため、NOxの排出量が高くなっている。しかし実質的な無酸素排気は、三様触媒を用いることにより、NOxの排出レベルが非常に低くなるようにしている。

【0005】比較的に最近では、以下まとめてPCCIと称する予混合チャージ圧縮点火(PCCI)または同質チャージ圧縮点火(HCCI)を利用した、別の種類のエンジンに傾注しているようなエンジン設計者もいる。PCCI原理に基づいて作動するエンジンは、燃焼を開始させるのに、比較的に十分に予混合された燃料/空気混合物の自動点火を頼りとしている。重要なことは、燃料および空気は、シリンダの取入れ口において点火が発生するよりもずっと以前に混合されるということである。この混合の程度は、所望の燃焼特性によって変化し得るものである。エンジンの中には、燃料および空気が混合されて同質または殆ど同質の状態になることを確実にするように設計および/または作動されるものもある。同様に、層別程度が小さい、幾分低い同質チャージを生成するように特に設計および/または作動されるエンジンもある。どちらの例においても上記混合物は、予混合された状態において点火が発生するよりもかなり前から存在しており、上記混合物が自動点火するまで圧縮されている。重要なことは、PCCI燃焼が以下を特徴とすることである。すなわち：1) 燃料の大半は空気と十分に予混合されて、点火時までのチャージの間および燃焼の間中、燃焼可能な混合物を形成すること；および2) 燃焼は、圧縮点火によって開始されること、である。ディーゼルエンジンとは異なり、PCCIエンジンにおける燃料供給のタイミング、たとえば噴射のタイミングは、

点火のタイミングに強い影響を及ぼすものではない。PCCIエンジンにおいて早期に燃料供給を行うと、結果的に、非常によく混合された、好ましい状態で殆ど同質の、従って排出量が削減されるような予混合チャージとなる。これは、より多くの排出を発生させるようなディーゼルの層別チャージ燃焼とは異なるものである。PCCI燃焼は、排出量を有利に削減するため、混合物の殆どが化学量よりも著しく希薄であること、または激しく希釈されていることを特徴とすることが好ましい。これは、混合物の大部分またはすべてが燃焼の間中濃厚な状態で存在しているような、一般的なディーゼルエンジンサイクルとは異なっている。

【0006】PCCI燃焼原理に基づいて作動しているエンジンは、ディーゼルエンジンの卓越した燃費を提供する可能性を有しており、また一方で、現行のスパーク点火エンジンまたはディーゼルエンジンよりもずっと低いNOxおよび微粒子の排出レベルを提供する可能性を有している。たとえばWoodに対する米国特許第4,768,481号では、自然点火される燃料および空気と同質混合物を用いることを意図した工程およびエンジンが開示されている。燃焼の制御率は、排気生成物を空気・燃料混合物に加えることによって得られるということが述べられている。燃焼チャンバはエンジンシリンダに接続されており、燃料ガスはチェックバルブを経由して上記チャンバに供給される。グロープラグは、上記燃焼チャンバと上記シリンダとの間に位置している。燃焼に入る混合物は、上記グロープラグによって、および上記燃焼チャンバの熱い壁によって熱せられる。上記混合物は、温度の上昇および圧縮の結果生じる圧力の増加により、点火する。Wood特許は、特に2ストロークエンジンに関するものであるが、概して、その技術は4ストロークエンジンに適用することが可能であると述べられている。しかしこの文献は、どのように排気ガスの再循環およびグロープラグが制御されて燃焼の開始が最適化され、負荷および周囲の条件が変化するにつれて燃焼の最適な開始および継続時間が維持されるか、ということについては論じていない。このエンジンの現実的な実施例は、付加的な制御なしでPCCI燃焼を効果的に制御および維持することができるものであると思われる。

【0007】Sato et al. に対して付与された米国特許第5,535,716号は、圧縮点火型エンジンを開示している。このエンジンは、吸気が行われている間、および圧縮の後半に自己点火燃焼を行うため圧縮の初期の時点において、蒸発した燃料/空気混合物を燃焼チャンバへ導入することによって、NOxの排出を大いに削減するものである。このエンジンによって生ずるNOxの排出量は、ディーゼルエンジンによって生ずる量の約30分の1である。これらの原理はまた、SAE技術文書(Technical Paper)第960081号、Aoyama, T. et al., 「予混合チャージ圧縮点火ガソリンエンジンに関

する実験的考察 (An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine) 1996年2月26日、においても述べられている。しかしこれらの文献においては、燃焼開始のタイミングの制御および燃焼率の制御については、特に論じられていない。さらに上記文献において開示されているエンジンは、チャージを点火するのに圧縮によって発生した熱のみを使用しており、いかなる予熱をも使用していない。また上記文献は、安定した燃焼を維持するために必要な制御も上記制御を操作する方法も、示唆していない。さらにまた上記文献は、ガソリンの使用についてしか開示していない。

【0008】Yanagihara et al. に対して付与された米国特許第5,467,757号は、直接噴射圧縮点火型エンジンを開示している。このエンジンにおいては、燃料は、吸気ストロークまたは圧縮ストロークの間、BTD C 60度の圧縮ストロークの前に燃焼チャンバ内に噴射され、生成されたすすおよびNO_xの量を実質的にゼロまで削減するようになされている。この利点は、噴射された燃料の中間粒子サイズを、従来の燃焼工程において使用されている中間粒子サイズからかなり大きくして、噴射の後に、噴射された燃料が早期に蒸発することを防ぐようにすることによって、また、噴射のタイミングを従来の噴射のタイミングよりもかなり早くして、噴射された燃料が燃焼チャンバ内において均一に融解することを確実なものとするによって、達成されるものである。しかし上記文献においては、燃焼を開始するタイミングおよび/または燃焼の継続時間など、燃焼に関する経歴 (ヒストリ) を能動的に制御する方法については、どこにも示唆されていない。

【0009】研究者は、その他種々の名称を用いてPCCI燃焼について言及してきた。たとえばOnishi et al. (SAE技術文書第790501号、1979年2月26日-3月2日) は、PCCI燃焼を「能動的熱気燃焼 (Active Thermo-Atmosphere Combustion)」を表す「ATAC」と称している。Noguchi et al. (SAE技術文書第790840号、1979年9月10日-13日) は、「Toyota-Soken」を表す「TS」と称しており、Najt et al. (SAE文書第830264号、1983年) は、「圧縮点火同質チャージ (compression-ignited homogeneous charge)」を表す「CIHC」と称している。

【0010】Onishi et al. は、2ストロークエンジンを研究対象としている。彼らは、PCCI燃焼 (ATAC) を、2ストロークエンジンにおいて幅広い速度範囲にわたって低負荷で発生させることが可能であることを発見した。燃焼の安定性は標準エンジンよりも非常に良好であり、燃費および排気量については著しく向上した。上記燃焼のシュリーレン写真を撮影した結果、その燃焼研究において得られたものと非常に類似したものと

なった。そして燃焼は、燃焼チャンバ内の多数の地点において開始されるということが分かった。ただし上記多数の地点における燃焼の開始には、わずかな時差が存在していた。また上記燃焼反応は、従来のスパーク点火された炎の伝達と比較すると、かなり長い時間を必要とするということも分かった。PCCI燃焼を達成するためには、次の条件が重要であることが判明した。すなわち、シリンダに供給された混合物の量および空気/燃料比率は、サイクルからサイクルまで不変でなければならない。掃気の「方向性」および速度は、シリンダ内に残存している残留ガスの状態が適切なものであることを確実にするため、規則正しいサイクルを有するものでなければならない。燃焼チャンバ壁の温度は、適切でなければならない。掃気通路の入口は、クランク室の下部に位置していなければならない、という条件である。PCCIは、非常に負荷が軽い場合にはチャージ温度が低すぎるため、うまくいかないことが発見された。またPCCIは、非常に負荷が高い場合には残留ガス量が低すぎるため、うまくいかなかった。これらの範囲内においては、PCCI燃焼は良好に反応した。

【0011】Noguchiもまた、2ストロークエンジンにおいてPCCI燃焼を達成している。炭化水素 (HC) の排出が少なく、かつ燃料消費が向上した非常に安定した燃焼が、観察により認められた。PCCIモードにおける作動は、800から3200rpmの間で、空気/燃料比率が11から22の範囲において可能であった。0.5までのデリバリー率は、アイドル状態において達成することが可能であった。燃焼は、従来のディーゼル燃焼において必要な温度および圧力よりも低い温度および圧力で開始できるということが、観察によって認められた。上記燃焼作用は、従来のスパーク点火された燃焼とは異なるものであった。点火は、燃焼チャンバの中央付近の多数の地点において発生し、炎は全方向に急速に広がった。燃焼継続時間は、従来の燃焼継続時間よりも短かった。点火核は、(従来のガソリンエンジンにおいては、「継続 (run-on)」現象が原因であると一般に考えられる) 燃焼チャンバ壁に析出された汚染物質からは発生しないということが証明された。上記燃焼についてより良く理解するため、上記研究者達は、燃焼チャンバ内の基を検出するための実験装置を設置した。基は、従来のスパーク点火燃焼よりも高い光度ピークを示し、このピークは、より早い時期に消失することが発見された。従来のスパーク点火燃焼の場合、OH、CH、C₂、H、およびCHO、HO₂、Oなどのすべての基は、殆ど同じクランク角で観察された。しかしPCCI燃焼の場合には、CHO基、HO₂基、およびO基が最初に検出され、次にHC基、C₂基、およびH基が検出され、そして最後にOH基が検出された。

【0012】Najt et al. は、4ストロークエンジンにおいてPCCI燃焼を達成することを可能としている。

彼らは、被覆された吸気バルブを備えたCFR単一シリンダエンジンを使用した。いくつかの圧縮率が試された結果、圧縮率が高い場合には低いチャージガス温度での燃焼が可能であるが、この場合には、熱リリース率が過剰に速くなるという結果にもなるということが発見された。7.5:1という圧縮率は満たされていたが、10:1という圧縮率は満たされていなかった。吸気温度は、480°Kから800°Kの範囲内であった。平均エネルギーリリース率は、OnishiおよびNoguchiが測定した率よりもかなり高かった。

【0013】「活性化された基の燃焼を適用することによる2ストロークエンジンの排気量の改善 (Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion)」という名称のSEA文書第960742号、Ishibashi, Y. et al., 1996年、については、2ストロークエンジンにおけるPCCI燃焼のさらに別の研究を開示するものとして記しておく。

【0014】Onishi et al., Noguchi et al., Najit et al., およびIshibashi et al.は、PCCI燃焼の理解において著しい進歩を遂げているものではあるが、これらの文献は、燃焼の発生する時間、燃焼の継続時間、燃焼率、および/または燃焼の完全性を制御することによって、排気量の少ない安定した効率的なPCCI燃焼を維持することのできる制御システムを有する、実用的なPCCIエンジンを示唆するものではない。特に上記文献では、PCCIエンジンおよび燃焼の開始を効果的に制御することのできる制御システムは示唆されていない。さらに上記文献では、エンジンの安定性を能動的に高めること、および多重シリンダエンジン内のシリンダ間の均衡を保つ燃焼を達成することが可能なシステムは、示唆されていない。

【0015】「同質チャージ圧縮点火(HCCI)エンジン(Homogeneous-Charge Compression Ignition Engines)」という名称のSEA技術文書第892068号、Thring, R., 1989年9月25日、は、4ストロークエンジンのPCCI作用について調査したものである。上記文書では、PCCIには、排気ガス再循環(EGR)率が高いこと、および吸気温度が高いことが必要であるということが発見された。またPCCI燃焼においては、結果的に直接噴射ディーゼルエンジンに匹敵する燃費を生み出すこと、および好ましい条件、すなわち等価率0.5、EGR率23%という条件ではサイクルの不規則性が非常に低くなることが示された。この研究ではまた、PCCIの実用を可能にする前に、吸気に対して大量の熱エネルギーを供給する必要なしにPCCIモードにおいてエンジンを作動することが必要であろう、とも結論されている。上記文書は、2つの可能性、すなわち燃焼チャンバ内において加熱面を使用すること、および中間冷却器を備えていない多段ターボチャー

ジングを使用すること、を示唆している。しかしながらこの文書は、燃焼開始のタイミングにおけるEGRの結果および吸気温度のさらなる調査については示唆しているものの、燃焼の開始および継続時間の能動的な制御を効果的に達成するシステムについては開示していない。

【0016】Inventorに対する米国特許第5,476,072号は、PCCIエンジンが本質的に生じさせる傾向のある過剰なストレスおよび構造上の損失を回避するようなシリンダヘッド設計を有するPCCIエンジンの、別の例を開示している。特に上記ヘッドには、ピークのシリンダ圧および温度を制限するように運動する、可動アキュムレータピストンが含まれている。しかし、上記ピストンの運動に対する制御は受動的なものにすぎず、このことから上記エンジンは、燃焼を効果的に安定させるものであるとは思われない。また上記文献においては、急速な燃焼が発生するタイミングを制御することについて、または上記のような制御がどのようにして達成できるかについては、どこにも示唆されていない。

【0017】「作動方向(Operating directions) — L OHMANN BICYCLE MOTOR」という名称の1951年10月付け刊行物には、PCCI燃焼原理に基づいて作動する2ストロークエンジンが開示されている。圧縮率は、外部の温度、燃料、速度、および負荷に基づいて継続的に調整可能なものである。しかしこのエンジンは、オペレータが手動で圧縮率を制御することを必要としている。従ってこのエンジンは、燃焼を効果的かつ能動的に制御して、全作動条件を通して排気量が少ない効率的な燃焼を確保するということができないものであった。また圧縮率の手動調整は、自動温度制御、等価率制御、および/または自動点火特性制御なしで単独では、すべての作動条件を通して安定した最適化された燃焼という結果を生じるものではない。

【0018】従来の「二重燃料」エンジンは、気体燃料混合物およびディーゼル燃料の両者において作動するものである。しかし従来の二重燃料エンジンは、ディーゼル燃料の噴射のタイミングを利用して、吸気ダクトから受け取られた燃料/空気混合物のSOCを制御している。この結果を達成するため、二重燃料エンジンは、死点のほぼ頂点においてディーゼル燃料を噴射している。これに加え、二重燃料エンジンにおいて噴射されたディーゼル燃料の量は、燃焼チャンバ内の気体燃料が実質的に完全に点火および燃焼することを保証するには十分なものである。この結果、二重燃料エンジンは、最も従来のディーゼルエンジンおよび天然ガスエンジンと同様の排出を生じさせる。特に、高い負荷においてディーゼル燃料および天然ガスを使用している公知の二重燃料エンジンにおいては、点火を開始する際にはわずかな量のディーゼル燃料しか必要ではなく、発生する排出は、スパーク点火天然ガスエンジンと同様のものとなる。十分なディーゼル燃料が噴射される場合のその他の条件にお

いては、発生する排出は従来のディーゼルエンジンと同様のものとなる。

【0019】従って、燃焼開始のタイミングまたは燃焼位置、およびエンジンが作動している間の燃焼率または燃焼継続時間を、効果的に制御することのできる燃焼制御システムを有するような、PCCI原理に基づいて作動するエンジンが必要である。

【0020】

【発明が解決しようとする課題】本発明の一般的な目的は、PCCIエンジンと、PCCIエンジンを効果的かつ効率的に作動するための実用的な制御システムとを提供することによって、先行技術の欠点を克服することである。

【0021】本発明の別の目的は、PCCIエンジンと、効率を最大なものとする一方で排出量、特に窒素酸化物および微粒子の排出量を最適となるように最少にする方法を用いて上記エンジンを制御する制御機構とを、提供することである。

【0022】本発明のさらに別の目的は、PCCIエンジンと、次に起こる燃焼事象の燃焼経歴を最適となるように制御して、上記燃焼事象を効果的に制御する制御システムとを、提供することである。

【0023】本発明のさらにまた別の目的は、PCCIエンジンと、燃焼ノイズを最小化する一方で許容できるシリンダ圧を達成するような方法を用いてPCCI燃焼を効果的に制御する制御システムとを、提供することである。

【0024】本発明のさらなる目的は、PCCIエンジンと、燃焼経歴を示すエンジン作動条件を感知することによって、エンジンの作動中、将来の燃焼事象の燃焼経歴を能動的に制御するように作動するような制御システムとを、提供することである。

【0025】本発明のまたさらなる目的は、PCCIエンジンと、種々のエンジン作動制御変数を効果的に制御して、上記エンジンの圧縮および膨脹が起こっている間に燃焼事象が発生する時間を制御するような制御システムとを、提供することである。

【0026】本発明のまた別の目的は、PCCIエンジンと、燃焼がエンジンサイクル中にほぼクランク角で発生し、安定した燃焼、低い排出量、許容可能な圧力レベル、および最適な効率が保証されることを効果的に確実にするような制御システムとを、提供することである。

【0027】本発明の別の目的は、PCCIエンジンと、温度、圧力、等価率、および/または空気/燃料混合物自動点火特性を効果的に制御して、燃焼開始のタイミングを正確に制御するような制御システムとを、提供することである。

【0028】本発明のさらなる目的は、PCCIエンジンと、許容可能なシリンダ圧および所望のブレーキ中間

有効圧を達成する一方で継続的な安定したPCCI燃焼を効果的に達成するような制御システムとを、提供することである。

【0029】本発明のさらに別の目的は、PCCIエンジンと、燃焼の開始および燃焼率を効果的に制御して、実質的にすべての燃焼工程が、最適なクランク角制限の範囲内において、すなわちBTDC20度からATDC35度までにおいて発生することを確実なものとする一方で、排出量を最少にし、かつ効率を最大にするような制御システムとを、提供することである。

【0030】本発明の別の目的は、容易に開始させることのできるPCCIエンジンを提供することである。

【0031】本発明のさらに別の目的は、多重シリンダPCCIエンジンと、上記シリンダの燃焼事象における変数を効果的に最小化するような制御システムとを、提供することである。

【0032】本発明のまた別の目的は、多重PCCIエンジンと、燃焼の開始を効果的に制御して、エンジンの負荷および周囲の条件の変化にさらされている間中、安定した、排出量の少ない効率的な燃焼を達成するような制御システムとを、提供することである。

【0033】本発明の別の目的は、燃焼の開始を効果的に検出または感知してフィードバック制御を提供し、その後PCCIエンジンの作動条件を制御して燃焼の開始を最適化するような、PCCIエンジン用制御システムを提供することである。

【0034】本発明のさらに別の目的は、PCCIエンジンと、不燃焼の炭化水素および一酸化炭素の排出量を効果的に最少化するような制御システムとを、提供することである。

【0035】

【課題を解決するための手段】上記の目的およびその他の目的は、エンジン本体と、エンジン本体内に形成される燃焼チャンバと、将来の燃焼事象の燃焼経歴を制御して排気量を削減し効率を最適化する燃焼経歴制御システムとを包含する、予混合チャージ圧縮点火内燃エンジンを提供することによって達成されるものである。上記燃焼経歴制御システムには、燃料および空気の混合物の温度を変化させる温度制御システム、上記混合物の圧力を変化させる圧力制御システム、上記混合物の等価率を変化させる等価率制御システム、および上記混合物の自動点火特性を変化させる混合物自動点火特性制御システムのうち、少なくとも1つが含まれる。上記エンジンにはまた、燃焼経歴を示すエンジン作動条件を検出し、かつ上記エンジン作動条件を示すエンジン作動条件信号を発生させる作動条件検出装置と、上記エンジン作動条件信号を受け取り、上記エンジン作動条件信号に基づいて燃焼経歴値を決定し、かつ上記燃焼経歴値に基づいて1つ以上の制御信号を発生させるプロセッサとが、さらに含まれる。上記1つ以上の制御信号は、上記温度制御シス

テム、圧力制御システム、等価率制御システム、および混合物自動点火特性制御システムのうち少なくとも1つを制御して、将来の燃焼事象の燃焼経歴を変化可能なように制御するために用いられるものである。

【0036】上記エンジン作動条件検出装置には、燃焼の開始を感知し、かつ燃焼開始信号を発生させる燃焼開始センサが含まれてもよい。また上記燃焼経歴値は、上記燃焼開始信号に基づいて決定してもよい。上記エンジン作動条件検出装置は、シリンダ圧センサであってもよい。

【0037】請求項1に記載の本発明は、予混合チャージ圧縮点火内燃エンジンであって、エンジン本体と、前記エンジン本体に形成された複数のシリンダと、前記複数のシリンダのそれぞれにマウントされ、連続する排気行程および吸気行程を通る往復運動を行う、各ピストンであり、それぞれが燃料と空気の混合気を包含するための燃焼室を定義する、各ピストンと、吸気エアを、前記複数のシリンダに供給するための吸気エア・システムと、前記複数のシリンダから排気ガスを案内するための排気システムと、前記複数のシリンダのそれぞれの前記燃焼室における将来の燃焼イベントの燃焼ヒストリをコントロールし、エンジン動作を最適化する燃焼ヒストリ・コントロール・システムであって、最終的に前記燃料と空気の混合気の温度を変化させるための温度コントロール・システムを含み、該温度コントロール・システムは、前記燃焼室内の燃焼生成物の残留物質量分率を変化させるための残留物質量分率コントロール・システムを含み、該残留物質量分率コントロール・システムは、前記排気システム内に配置され、排気ガスの流れを制限することによって燃焼生成物の残留物質量分率を増加させるスロットル・バルブを備えるものとする、燃焼ヒストリ・コントロール・システムと、エンジンの動作状態に基づいて前記スロットル・バルブをコントロールし、燃焼を最適化するプロセッサと、を備えることを特徴とする。

【0038】請求項2に記載の発明は、請求項1に記載の発明において、前記燃焼ヒストリを示すエンジン動作状態を検出し前記エンジン動作状態を示すエンジン動作状態信号を生成するエンジン動作状態検出デバイスを更に備え、前記プロセッサは、前記エンジン動作状態信号を受け取り、前記エンジン動作状態信号に基づいて燃焼ヒストリ値を決定し、該燃焼ヒストリ値に基づいて1ないし複数のコントロール信号を生成するものとし、前記1ないし複数のコントロール信号は、前記スロットル・バルブをコントロールして排気ガスの流れを可変コントロールし、それにより前記残留物質量分率ならびに前記将来の燃焼イベントの燃焼ヒストリをコントロールすることを特徴とする。

【0039】請求項3に記載の発明は、請求項1に記載の発明において、前記残留物質量分率コントロール・シ

ステムは、さらに、前記複数のシリンダのそれぞれに関連付けられ、前記各ピストンの吸気行程の間に前記排気バルブが前記排気ポートを開く時間幅をコントロールし、それによって前記排気システムから前記排気ポートを通して前記燃焼室に排気ガスを流し、燃焼イベント後の前記燃焼室内の残留排気ガスの量を増加させる可変排気バルブ・タイミング・コントロール手段を含むことを特徴とする。

【0040】請求項4に記載の発明は、予混合チャージ圧縮点火モードにおいて動作可能であり、該モードの間は、振動発生時に前記燃焼コントロール・システムのタイミングを使用することなく燃焼タイミングが定常状態タイミングに戻り、連続して安定なエンジン動作を可能にする安定モードで動作可能であり、かつ、振動発生時に定常状態タイミング値に戻ることなく燃焼タイミングが進みまたは遅れ、燃焼コントロール・システムのタイミングを使用しない限り、エンジンの動作の停止の可能性を有する不安定モードで動作可能である、燃焼コントロール・システムのタイミングを使用する内燃エンジンの燃焼室における将来の燃焼イベントの燃焼タイミングをコントロールする方法であって、前記燃焼室における将来の燃焼イベントの燃焼タイミングを進ませるため、およびそれを遅らせるための燃焼コントロール・システムのタイミングを準備するステップであり、前記燃焼ヒストリ・コントロール・システムは、燃焼室内で燃焼するための燃料と空気の混合気の温度を最終的に変化させるための温度コントロール・システム、前記混合気の圧力を最終的に変化させるための圧力コントロール・システム、前記混合気の当量比を変化させるための当量比コントロール・システム、および前記混合気の自己点火特性を変化させるための混合気自己点火特性コントロール・システムのうちの少なくとも1つを含むものとするステップと、十分に遅らせた燃焼タイミングでエンジンを動作させ前記不安定モードにおいてエンジンを動作させるステップと、エンジンを前記不安定モードにおいて動作させる一方、前記温度コントロール・システム、前記圧力コントロール・システム、前記当量比コントロール・システム、および前記混合気自己点火特性コントロール・システムのうちの少なくとも1つをコントロールして振動を補償し、略前記定常状態タイミング値に燃焼タイミングをとどまらせることにより、前記不安定モードにおいて安定したエンジン動作を維持するステップと、を含むことを特徴とする。

【0041】請求項5に記載の発明は、請求項4に記載の発明において、燃焼タイミングを示すエンジン動作状態を検出するステップと、前記エンジン動作状態を示すエンジン動作状態信号を生成するステップと、前記エンジン動作状態信号を処理し、前記エンジン動作状態信号に基づいて実際の燃焼タイミングの値を決定するステップと、前記実際の燃焼タイミングの値に基づいて少なく

とも1つのコントロール信号を生成するステップと、前記少なくとも1つのコントロール信号を、前記温度コントロール・システム、前記圧力コントロール・システム、前記当量比コントロール・システム、および前記混合気自己点火特性コントロール・システムのうちの少なくとも1つに提供し、前記不安定モードにおける動作間の将来の燃焼イベントの燃焼タイミングを能動的に可変コントロールするステップと、を更に含むことを特徴とする。

【0042】請求項6に記載の発明は、請求項5に記載の発明において、前記実際の燃焼タイミングの値をあらかじめ決定された望ましい燃焼タイミングの値と比較し、前記実際の燃焼タイミングの値をあらかじめ決定された望ましい燃焼タイミングの値の比較に基づいて前記少なくとも1つのコントロール信号を生成するステップを更に含み、前記少なくとも1つのコントロール信号は、前記温度コントロール・システム、前記圧力コントロール・システム、前記当量比コントロール・システム、および前記混合気自己点火特性コントロール・システムのうちの少なくとも1つをコントロールし、前記実際の燃焼タイミングの値をあらかじめ決定された望ましい燃焼タイミングの値に近づけるものとすることを特徴とする。

【0043】請求項7に記載の発明は、請求項6に記載の発明において、燃焼タイミングを検出し、燃焼タイミング信号を生成する燃焼タイミング・センサを更に備え、前記実際の燃焼タイミングの値は、前記燃焼タイミング信号に基づいて決定されることを特徴とする。

【0044】請求項8に記載の発明は、請求項7に記載の発明において、前記燃焼タイミング・センサは、燃焼開始の検出に適合された燃焼開始センサであることを特徴とする。

【0045】請求項9に記載の発明は、請求項4に記載の発明において、回転可能なクランクシャフトおよび該クランクシャフトに機能的に結合され上死点位置を通過して往復運動するピストンを更に備え、前記不安定な動作は、前記上死点位置の後に急速燃焼が開始するとき生じるものとする、ことを特徴とする。

【0046】請求項10に記載の発明は、請求項7に記載の発明において、前記燃焼タイミング・センサは、シリンダ圧力センサであることを特徴とする。

【0047】

【発明の実施の形態】本発明は、改良した予混合チャージ圧縮イグニッション(PCCI)エンジンおよび、排出の最少化の一方で効率の最大化をもたらす最適な方法においてエンジンをコントロールするためのコントロール方式に向けられている。この出願の目的から、PCCIは、1) 点火までのチャージを通じかつ燃焼を通じて、大半の燃料が可燃性混合気を形成すべく十分に空気と予混合され；2) 燃焼が圧縮点火によって開始され

る、任意のエンジンもしくは燃焼プロセスを言うものとする。また、点火のはるか前から燃料と空気が予混合されるエンジンもしくはプロセスを指す場合にもPCCIという言葉が使用されている。つまり、PCCIエンジンにおける燃料の噴射タイミングは、燃料/空気混合気の点火のタイミングに大きな影響を及ぼさない。さらに、燃焼開始の時点において混合気が均質もしくはほぼ均質状態で存在する、均質チャージ圧縮イグニッション(HCCI)エンジンおよびプロセスまで拡張した意味を含めてPCCIという言葉が使用されることもある点を理解しておく必要がある。本発明においては、燃料/空気混合気を非常に希薄かつ均質な混合気を形成すべく完全に混合するか、もしくは望ましい燃料/空気の層化を伴うより均質性の低い混合気を形成すべく混合して、比較的均一な低火炎温度を保証するため、その結果、大気中に排出される窒素酸化物(NO_x)が極めて低くなる。ここで、PCCI条件の下に動作するエンジンの一部には、連続してその条件下で運転されるものもあれば、設計によりもしくは非意図的に、限られた動作期間に限ってPCCI条件下で運転されるものもある点を理解されたい。

【0048】出願人らは、商業的に実行可能なPCCIエンジン製造の鍵は、非常に高い全体的な効率および燃焼ノイズ・コントロール、さらに許容可能なシリンダ圧がすべて一体となった極めて低い NO_x 排出を結果的にもたらす方法で行われる、後続の燃焼イベント、つまり将来の燃焼イベントの燃焼ヒストリのコントロールにあると認識している。特定サイクルの燃焼ヒストリは、燃焼が生じるタイミング(燃焼タイミング)、燃焼レート(熱発生レート)、燃焼の持続および/または燃焼の完了を含み得る。出願人らは、この燃焼ヒストリ、および特に燃焼タイミングが、負荷ならびに周囲条件における変化も含めた各種のファクタに敏感であり、かつそれに応じて変動するものと判断した。本発明のエンジンおよびコントロール・システムは、エンジンが動作している間に将来の燃焼イベントの燃焼ヒストリを能動的にコントロールすべく機能し、望ましい燃焼およびエンジン動作の維持を保証する。好ましい実施例において本発明のエンジンおよびコントロール・システムは、エンジンの圧縮イベントならびに膨張イベントの間に燃焼タイミングをコントロールする。

【0049】FIG. 1aおよびFIG. 1bは、本発明によるPCCIエンジンおよびコントロール・システムを図示したものであり、それらを包括的に番号10を用いて示している。FIG. 1aは、FIG. 1bに示した多気筒レシプロ・ピストン・タイプのエンジン(レシプロ・エンジン)から単一のエンジン・シリンダ12を抜き出した部分図である。当然のことながら、本発明のPCCIコントロール・システムを使用し、単気筒エンジン、あるいは図示と異なる気筒数を有する多気筒エ

エンジン、たとえば4、6、8、または12気筒の内燃エンジンにおけるPCCI燃焼をコントロールすることは可能である。加えて、本件PCCIコントロール・システムの説明においては主として4サイクル・エンジンを参照しているが、本件コントロール・システムは、2サイクル・エンジンにも適用可能である。さらに、本発明によるPCCIシステムは、ロータリー・エンジン、フリー・ピストン・エンジンを含め、圧縮、燃焼および膨張の各イベントを有する任意の内燃エンジンに適合させ、使用することができる。

【0050】FIG. 1aに示されているように、ピストン14は、シリンダ内に往復動可能にマウントされ（取り付けられ）、燃焼室13を形成する。ピストンは、燃焼イベントによって生成された力を従来タイプのエンジン駆動系に伝動する。FIG. 1aおよびFIG. 1bを参照すると、インテーク・マニホールド15を備える吸気系23は、吸気ガス、すなわち空気／燃料の混合気をそれぞれのシリンダ12に対応する吸気ポート26に供給する。同様に、イグゾースト・マニホールド17を備える排気系27は、排気ポート31から流れ込む排気ガス流を受ける。吸気バルブ19等の1ないし複数の吸気バルブおよび排気バルブ21等の1ないし複数の排気バルブは、従来タイプのバルブ・コントロール・システム、あるいは可変バルブ・タイミング・システムによりコントロールされて、開ポジションと閉ポジションの間を移動し、吸気エアまたは空気／燃料の混合気の流入、シリンダからの排気ガスの流出をそれぞれコントロールする。

【0051】PCCIシステム10は、燃焼センサ16を備え、燃焼ヒストリを示すエンジンの動作状態を検知もしくは検出し、対応する信号18を生成する。好ましい実施例においては、センサ16が、燃焼行程および／または膨張行程の間の燃焼イベントが発生するタイミング、すなわち好ましくは燃焼開始（SOC）タイミングに直接関係するか、あるいはそれを示すエンジンの動作状態もしくはパラメータを検出することによって、効率的な燃焼コントロールを可能にする。たとえば、シリンダ圧センサを備え、サイクルごとのベースで任意もしくはすべてのエンジン・シリンダのSOCを検出することが考えられる。この場合のセンサ16は、燃焼レート、燃焼の持続、シリンダ圧がピークになるクランク角度、燃焼イベントまたは熱発生位置および燃焼終了のデータといった、他のエンジン状態データも提供するが、そのいずれもが燃焼開始データに代えて使用することができる。燃焼開始を検出するためには任意の従来手段が使用可能であり、その一例として、シリンダ圧における非常に急激な上昇を検出する方法が挙げられる。また、シリンダ・ヘッド、ライナ、またはピストンに備えた加速度計、イオン・プローブ、光学的診断、ひずみゲージおよび／または高速熱電対等の異なる形式のセンサの使用

も可能である。さらに、トルク・センサまたはRPMセンサを使用して、それぞれの燃焼イベントに関連するエンジンのトルクならびにRPMの変化を検出する方法もある。以上に代えて、あるいは以上に追加して、排出センサを使用し、燃焼の完了と周知の相関を有する排出物質を検出することもできる。

【0052】センサ16は、電子コントロール・ユニット（ECU）20にフィードバック・コントロールを提供する。ECU20は、信号18を受け取り、当該信号を処理し、実際の燃焼ヒストリ値、すなわち燃焼開始の値を決定する。実際の燃焼ヒストリ値は、続いて、たとえばルックアップ・テーブルから求めた、あらかじめ決定されている望ましい燃焼ヒストリ値と比較される。次にECU20は、この実際の燃焼ヒストリ値と望ましい燃焼ヒストリ値との比較に基づいて、好ましい実施例においては、SOCおよび燃焼完了が、圧縮行程間の上死点前（BTDC）20度と、動力行程間の上死点后（ATDC）35度にピストンがあるときに得られ、エンジン効率を最大に維持しつつNOx排出を最小に抑えることを効果的に保証すべく、番号22を用いて示した、システムの各種要素を可変コントロールするための複数の信号を生成する。PCCI燃焼コントロール方式は、マイクロコントローラ、マイクロプロセッサ、あるいはその他の適当なマイクロコンピューティング・ユニット等のCPUを備えたECU20に収められたソフトウェアにおいてもっとも好ましく具体化される。当然のことではあるが、ピストンのポジションは、クランクシャフトの角度ポジションを検出し、あるいはピストンの実際のポジションを検出することによって決定することができる。

【0053】ここで論じているように、PCCIシステム10は、燃焼イベントを最適化するための各種構成要素を含む。本件システムの目標、すなわち、窒素酸化物（NOx）の排出を抑え、高い効率等を得ることは、可能性としては各種のコントロール要素のいずれか1つ、あるいはこれらの構成要素の組み合わせによって達成できる。より具体的には、FIG. 1bに示すように、コンプレッサ24を吸気系23に沿ってインテーク・マニホールド15の上流に備え、吸気のブースト圧を変化させることができる。コンプレッサ24は、排気ガス駆動タービン25等の従来から用いられている手段によって駆動されることになる。これには、従来的な方法によって排気逃しバルブ43を含むバイパス回路33を備えてもよい。コンプレッサ24の上流には、第2のコンプレッサ、すなわちスーパーチャージャ58が備えられることもある。スーパーチャージャ58は、エンジンの駆動系によって機械的に駆動される。コンプレッサ24の下流には、チャージ・エア・クーラー28が備えられることもある。また、吸気ガス・ヒータ30（バーナー、熱交換器、または電気ヒータ等）が、たとえばFIG. 1

bに示すようにクーラー 28 の下流に、あるいはそれに代えてコンプレッサ 24 の上流に備えられることもある。さらに、各シリンダ 12 に関係付けて吸気ポート 26 内に個別のヒータ 29 を備えれば、各シリンダに対応するインテーク・マニホールド温度の迅速なコントロールがもたらされ、個別のシリンダの燃焼コントロールならびにシリンダ間の燃焼のバランスをとともに向上させることができる。コンプレッサ 24、クーラー 28 およびヒータ 30 は、吸気エアまたは混合気の圧力／温度に関して特定の要素の効果を変化させるためのコントロール・デバイスそれぞれを備える。たとえば、排気ダクト 31 に結合された、関連する排気系からタービン 25 に供給される排気ガスの量を規制するためのバイパス・バルブすなわち排気逃しバルブ 43 を使用し、吸気圧力を望ましい圧力に調整することができる。同様に、クーラー 28 に供給される冷却液の流路にコントロール・バルブを介挿し、クーラー 28 の冷却効果の可変コントロールを得ることもできる。また、ヒータ 30 の加熱効果を調整するためには、各種タイプの可変コントロールが使用できる。ECU 20 からの出力信号 22 は、コンプレッサ 24、クーラー 28 およびヒータ 30 をコントロールする各種のコントロール・デバイスに供給され、好ましくはサイクルごとのペースとする、吸気エアまたは混合気の圧力ならびに温度をコントロールする。

【0054】以上に加えて、PCCI システム 10 は、複数の燃料サプライ 32 および 34 を備え、異なる自己点火特性（たとえば、異なるオクタンまたはメタン定格、または活性化エネルギー・レベル）を有する燃料を吸気ガス・フロー内に供給することがある。燃料コントロール・バルブ 39 および 41 は、それぞれ燃料サプライ 32 および 34 の燃料供給量をコントロールするために使用される。燃料は、たとえば、FIG. 1b に示すように、クーラー 28 とエア・ヒータ 30 の間の吸気流路に沿って供給される。当然ではあるが、エンジンの吸気系に沿って、クーラーの上流、たとえばコンプレッサの上流等から、燃料を導入することも可能である。これに代えて、たとえば FIG. 1a に示されているように、インジェクタ 35 により、各シリンダに関係付けられているそれぞれの吸気ダクト 26 に燃料を噴射することもできる。

【0055】本件 PCCI システム 10 が、圧縮比を変化させるための圧縮比可変手段 38 を備えることは重要であり、それによって燃焼イベントに望ましい進みおよび遅れがもたらされる。この圧縮比可変手段 38 は、たとえば、燃焼室の形状もしくはピストンの高さを変えることによって有効圧縮比を変化させるコントロール・メカニズム形式を用いて具体化することができる。さらに有効圧縮比は、吸気バルブ 19 を閉じるタイミングを調整することによっても変化させることが可能であり、その詳細について逐次明らかになろう。吸気バルブおよび

排気バルブを開くタイミングおよび閉じるタイミングは、ECU 20 から信号を受け取り、以下に述べる原理に従ってこれらのバルブの開および／または閉を効果的に変化させることができる。従来から用いられている任意の可変バルブ・タイミング・アクチュエータ・システムを使用して調整することができる。

【0056】さらに、インジェクタ 40 を使用したシリンダ内希釈剤噴射により、たとえば、窒素、二酸化炭素、排気ガス、水等の気体または液体をシリンダ内に噴射し、シリンダの温度およびシリンダ内の温度分布を変化させることによって、燃焼イベントをコントロールすることもできる。同様に、たとえばインジェクタ 42 を使用して吸気ダクト 26 内に希釈剤を噴射させてもよい。

【0057】本件 PCCI システムは、直接燃焼室内に燃料 37、たとえばディーゼル燃料を噴射するための燃料インジェクタ 36 を備えることがある。燃料 37 の噴射は、圧縮イベントの早い時期、次に述べるように、好ましくは約 BTDC 180 度から BTDC 60 度の間に、あるいは、それより遅く TDC 近傍の圧縮イベントの間に行われる。

【0058】圧縮イベントの早い時期に燃料 37 の噴射を行うと、それと吸気ダクトから受け入れた燃料／空気混合気が、ディーゼル・エンジンの場合よりはるかに完全に混合され、この結果、より望ましい燃焼プロセス、より詳しく言えば、はるかに低い NO_x 排出をもたらす希薄な当量比における燃料の燃焼が保証される。吸気ダクトから受け入れた燃料／空気混合気の燃焼の開始すなわち着火 (SOC) は、噴射する燃料 37 の量をコントロールすることによって変化させることができる。たとえば、燃料 37 の量を増加させることによって、より早い時期の燃焼イベントが達成され、燃料 37 の噴射量を減少させることによって、燃焼イベントのタイミングを遅延させることができる。

【0059】燃料 37 の噴射を圧縮行程の遅い時期、つまり TDC の近傍で行うことによって、従来のディーゼル燃料噴射システムを使用することが可能になる。このアプローチと、1 ないしは複数の燃料タイプの追加、すなわちインテーク・マニホールドに導入する燃料タイプの追加を組み合わせれば、PCCI モードの動作を達成できる。より詳しくは、インテーク・マニホールドに噴射される燃料は、高い空気過剰率を有することになる。この空気過剰率は、正規組成条件における空気・燃料比によって除したエンジンの実際の空気・燃料比である。非常に薄い空気過剰率においては、炎の前面に沿った燃焼が不可能になる。しかしながら、自己点火は可能であることから、通常のスパーク点火エンジンにおいて燃焼を得るには薄すぎる混合気の燃焼が可能になる。出願人らは、PCCI 燃焼は単一の位置において開始し、かつそこから伝播するのではないことを確認した。結果が

ら、むしろ燃焼が複数の点火サイトを含み、それが燃焼室全体に分布していることが示された。

【0060】効率的な低排出PCCI燃焼のためには、エンジン・サイクルの間の適切なクランク角度の範囲において燃焼を生じさせることが重要である。燃焼開始が早すぎれば、シリンダ圧が過剰に高くなり、効率が損なわれる。燃焼開始が遅くなりすぎると、燃焼が不完全になり、不適切なHC排出、不十分な効率、および高い一酸化炭素(CO)排出を招き、さらに安定性が低くなる。出願人らは、主として温度ヒストリ；圧力ヒストリ；燃料の自己点火特性、たとえばオクタン／メタン定格または活性化エネルギー；およびシリンダ内に閉じこめられるチャージ・ガスの組成(酸素含有量、EGR、湿度、当量比等)に基づいて、PCCIエンジンにおけるSOCのタイミングならびに燃焼レート、したがって燃焼持続時間を決定した。本発明は、より完全な説明を以下に示すが、これらの変数に作用し、各種機能の組み合わせを通じて燃焼の開始および／または燃焼レート(熱発生レート)をコントロールし得る構造的アプローチを紹介する。

【0061】燃焼の開始および燃焼レートをコントロールするための各種コントロール機能は、エンジンの全動作状態を通じて最適燃焼を保証し、低NO_x排出および高効率を達成すべくコントロールされ、変化される。これらのコントロール機能を適用することにより、エンジン・ピストンの上死点を基準にした好ましいクランク角度範囲内で燃焼を生じさせることができる。具体的には、BTDC 20度のクランク角度からATDC 35度のクランク角度までの間において実質的にすべての燃焼イベントが生じるべきであると出願人らは認識している。また好ましくは、BTDC 20度のクランク角度からATDC 10度のクランク角度までの間において燃焼が開始するものとし、約BTDC 10度とATDC 5度の間にそれが得られることを理想的とする。加えて、燃焼イベントの持続時間は、通常、クランク角度にして5度から30度までのクランク角度範囲に対応することになろう。しかしながら、好ましくは以下に挙げるコントロール機能の1ないし複数個をコントロールすることにより燃焼持続を約30度ないし40度まで延長して、望ましいピーク・シリンダ圧ならびにノイズの低減を達成する。つまり、次の機能の1ないし複数個を最適コントロールすることは、BTDC 20度のクランク角度からATDC 35度のクランク角度までの間に、実質的にすべての燃焼イベントが生じるように、効果的に燃焼の開始および／または燃焼のレートをコントロールする。もっとも、上記のクランク角度範囲を外れて燃焼の開始を生じる条件および／またはより広いクランク角度範囲にわたってPCCIエンジン内の燃焼の持続を生じる条件、あるいは前記の限界を超える延長をもたらす条件の存在を否定するわけではない。

【0062】出願人らは、安定性および効率の高いPCCI燃焼は、熱発生のおほとんどがTDC後に生じる燃焼によって達成し得ることを明らかにした。たとえば、FIG. 2を参照すると、熱発生重心がATDC 5度に位置していると考えられる。出願人らは、軽負荷および希薄条件においては、FIG. 3に示すように熱発生の持続が約21.5〜25度のクランク角度範囲になり得ると判断した。

【0063】出願人らは、FIG. 4a、4b、および4cに示すように、エンジンをミスファイヤ限界の近傍で動作させると、SOCおよび燃焼終了(EOC)が漸進的に送れ、熱発生の持続時間が延びることを確認した。グロス表示平均有効圧力(GIMEP)は、SOCの遅れがTDC後に至るまでの間に最大値を通過する。同時にノッキング強度およびピークシリンダ圧(PCP)が、実質的にミスファイヤ限界近傍まで減少し、その一方でGIMEPが許容可能な値にとどまる。FIG. 5に示すように、ミスファイヤ限界に近づくに従ってピークの熱発生レートもまた減少し、熱発生の持続が増加する。同時に、FIG. 6に示されるように、熱発生レートが遅くなると、ピークのシリンダ圧が減少する。明らかに、ここで論じている適切なコントロールの提供なしに、エンジンはこの反応プロセスを維持できない。出願人らは、最良の動作ポイントは、SOCがTDC後の数度内で発生する場合に得られると判断した。確かに、PCCI燃焼に関するPCP-GIMEPのトレードオフの向上には、TDC後のSOCが必要になる。つまり、効果的かつ効率的なPCCI燃焼を達成するためには、能動的な可変コントロールにより、SOCを望ましい位置にかつ、燃焼持続時間を望ましい長さにそれぞれ維持する必要があることは明らかである。

【0064】単気筒エンジンにおいては連続発生する燃焼イベントの間に、多気筒エンジンにおいてはシリンダ間に生じるSOCの変動は、最終的には特定の燃焼イベントを導くPCCI燃焼の、圧力ならびに温度ヒストリに対する鋭敏性に依存する。圧縮比、閉じ込められた残留物の量、壁面温度等における非常にわずかな変動は、圧力ならびに温度ヒストリに大きな影響をもたらす。本件PCCIエンジンならびにエンジンの動作方法は、これらの変動を補償し、かつコントロールして最適PCCI燃焼を達成することができるコントロール変数／機能を包含している。

【0065】これらのコントロール変数は、最適クランク角度範囲内、つまりBTDC 20度からATDC 35度までの範囲内に実質的にすべての燃焼プロセスが生じることを保証し、同時に排出物質を最小に抑えつつ、効率を最大に引き上げることを保証する、燃焼の開始および燃焼レートの効果的なコントロールに使用可能であり、概して、次の4つのコントロール・カテゴリに分けられる。すなわち、温度コントロール；圧力コントロー

ル；混合気の自己点火特性のコントロール；および、当量比コントロールである。

温度コントロール

シリンダ内の空気／燃料混合気の温度（シリンダ内温度）は、燃焼開始の重要な役割を担う。シリンダ内温度は、圧縮比（CR）、インテーク・マニホールド温度（IMT）、排気ガス再循環（EGR）、残留物の質量分率（RMF）、熱伝達および温度の層化といった特定の鍵となるコントロール機能を変化させることによって調整可能であり、燃焼の開始をコントロールすることができる。

【0066】出願人らは、インテーク・マニホールド温度（IMT）がプロパン燃料使用PCCI燃焼に著しい影響を及ぼすことを確認した。出願人らの研究のうちの2つは、実施間のエンジン速度、当量比（ ϕ ）およびインテーク・マニホールド圧力（IMP）を一定に保持しつつ、IMTを実用動作範囲にわたって掃引するものである。もっとも低いIMTは不安定な動作によって制限され、もっとも高いIMTは、最大許容ピーク・シリンダ圧（PCP）によって制限された。第1ならびに第2の実験の条件は、それぞれ、エンジン速度＝1200rpmおよび2000rpm；当量比＝0.30および0.24；およびIMP＝3.3バールおよび4.1バールである。FIG. 7aならびにFIG. 7bに示されるように、IMTの増加は、GIMEPの増加およびGIMEPの変動係数（CoV）の減少という結果をもたらした。また、FIG. 7cからわかるようにIMTの増加は、PCPを増加する一方、SOCを進め、燃焼持続時間を短縮している（FIG. 7d～FIG. 7f）。さらにIMTの増加は、グロス表示の熱効率（FIG. 7g）および評価ノイズ（FIG. 7k）を増加させた。排出物質に関しては、IMTの増加によってFSHC排出が減少し（FIG. 7h）、燃料固有一酸化炭素（FSCO）排出が減少（FIG. 7i）したが、FSNO_xへの影響は確認されていない（FIG. 7j）。

【0067】概要を述べれば、出願人らは、IMTにおけるわずかな変化がプロパン燃料使用PCCI燃焼の多くの面に大きな影響を及ぼすと判断した。吸気温度を変化させることにより、燃焼イベントを進ませ、あるいは遅らせることができる。FIG. 8に示したグラフからもわかるように、吸気温度を上げると燃焼開始が進み、吸気温度を下げると燃焼開始が遅れる。この温度コントロールは、熱交換器またはバーナーを使用することにより達成できる。またたとえば、チャージ・エア・クーラーをインテーク・マニホールドに沿って配置してもよい。このクーラーとバーナーもしくはヒータを組み合わせれば、格段に優れた吸気温度コントロールがもたらされる。この場合、バーナーの排気生成物を吸気と直接混合するか、バーナーの空気サプライに吸気を直接使用す

るか、あるいはバーナーによって発生した熱を熱交換器を介して吸気に熱添加すればよい。さらに熱交換器を使用する場合には、エンジン・クーラントまたは排気ガスの廃熱を使用して、吸気を加熱することができる。また、IMTの迅速なコントロールは、チャージ・エア・クーラのバイパスを使用して達成することができる。たとえばFIG. 52は、多くの動作条件においてエンジン66の吸気の温度をコントロールするためのシステム65を開示している。フラッパー・バルブ67等のバルブを1ないし複数個使用し、熱い吸気の量および冷い吸気の量をコントロールし、当該フラッパー・バルブの下流において混合する。フラッパー・バルブ上流の吸気流路の1つには、冷却効果を提供するインタークーラー68が備わっている。また、これと異なる条件において最適コントロールを可能にするために電気ヒータを追加してもよい。このシステムでは、吸気温度をコントロールすることによって、効果的にSOCのコントロールが得られる。フラッパー・バルブは、図示の位置に代えてインタークーラーの上流の分岐69に配置してもよく、また、2つのバルブを使用し、一方を冷却吸気流路71内（インタークーラーの上流または下流のいずれでもよい）に備え、他方をバイパス吸気流路73内に備えてもよい。このように、一方または両方の流路を介した流れの可変コントロールが得られる1ないし複数のバルブの任意の配置が使用できる。

【0068】蓄熱器（スターリング・エンジンに使用されているものと類似のもの）を使用し、熱交換器を介して吸気において排気熱の再生および伝達を行い、それにより吸気温度をコントロールすることもできる。加えて、たとえば液相または気相といった異なる相において燃料をマニホールド内に噴射することによってIMTをコントロールすることも可能である。燃料が蒸発するために必要とする熱がIMTから奪われてその温度が変化する。当然のことながら、燃料のタイプが異なれば、IMTに対するその効果も異なる。

【0069】出願人らは、残留物ならびに吸気温度、ブーストおよび燃焼室ならびにポート壁面の熱伝達が、吸気および圧縮全体を通じてシリンダ内の内部温度に与える影響、さらにTDCにおける空間的温度分布に対する影響についても確認を行った。具体的に出願人らは、空気とプロパンの混合気を使用して動作しているエンジンについて、吸気および圧縮イベントの比較を行った。出願人らは、SOCにおける温度が、残存する熱エネルギーによる吸気チャージの再加熱によって部分的に決定されると判断した。本出願の目的から、再加熱を、T（吸気バルブ閉塞（IVC）時のシリンダ内の平均温度）－T（インテーク・マニホールド内の平均温度）、言い換えるとインテーク・マニホールド温度、つまりポートの入り口に割り当てられる温度と、IVCにおけるシリンダ内の内部温度の差と定義する。出願人らは、再加熱はポ

ート内において開始し、シリンダ内に延長されると判断した。さらに、再加熱の56%は壁面の熱伝達に依存し、44%は調査している条件に対応する混合およびブーストに依存した。再加熱を決定するために熱伝達が非常に重要になることは明らかである。

【0070】シリンダ内熱伝達における壁面温度の重要性を解明する研究は次のようなものである。燃焼しているシリンダとミスファイヤを生じているシリンダの比較において、ミスファイヤを生じているシリンダの再加熱は、燃焼しているシリンダの場合の63%であった(27Kと43K)。ミスファイヤを生じているシリンダの壁面温度が、燃焼しているシリンダに比べて低いことが、そのシリンダ内温度が低い主な理由である。燃焼しているシリンダは、ミスファイヤを生じているシリンダよりTDCシリンダ内温度が46K高く、IVCにおいてはその差が16Kである。それぞれのケースについて断熱的に圧縮を行った場合、TDCにおける温度差は、初期温度差が16Kあることを前提にすれば、約35Kになる。つまり、約11K(46-35K)の温度が、ミスファイヤを生じている低い壁面温度に起因して、IVCからTDCの間に失われたことになる。興味深いことは、吸気および圧縮イベントの大半について、シリンダ内のガスが壁面によって加熱されるにもかかわらず、TDC圧縮の近傍におけるガスの熱に注目した場合、熱伝達によって熱が失われるレートが比較的速く、その結果、熱伝達がまったくないと仮定した場合よりシリンダ内の内容物の温度低下が大きくなることである。また、壁面熱伝達を伴う正常に燃焼しているシリンダと、断熱壁面を伴う燃焼しているシリンダとを比較したとき、熱伝達に起因して、主として密度効果によってマスフロー・レートが7.5%減少する。

【0071】FIG. 9は、壁面温度つまり、ピストン温度、シリンダヘッド温度、およびライナ温度のSOCに対する影響を表したグラフであり、出願人らは、壁面温度が上昇すると、SOCが進む傾向にあると判断した。表面温度の上昇は、燃焼室表面に対する熱伝達の低下を招き、それによって燃焼が進められる。出願人らは、壁面温度以外のすべてのパラメータを一定に維持しつつ(IMT=342K、再加熱=43K、 $\phi=0.24$)、壁面温度を255Kから933Kまで変化させたとき、壁面温度が400Kより低いと混合気が着火しないことを明らかにした。約400Kから550Kまでは、燃料の大半が燃焼することによって燃焼持続時間が増加する。550Kを超えると、すべての燃料が燃焼し、燃焼持続時間が短くなるとともに温度が上昇する。シリンダ内の表面温度の変化は、エンジン・クーラントおよび/または潤滑オイルのシリンダ/ピストン・アッセンブリに対する冷却効果を変化させることによって得られる。SOCを効果的にコントロールするためのとしてシリンダ壁面温度を使用するには困難を伴うが、

シリンダ壁面温度は、SOCをコントロールするとき、特に始動または過渡期間の動作のために考慮されるパラメータの1つである。出願人らは、2つの安定解が存在する動作条件の領域があることを示している。すなわち、1つは燃焼を伴わない低温の壁、もう1つは燃焼を伴う高温の壁である。また、燃焼室内の表面積対容積の比を変化させると熱伝達に変化することから、これを使用して燃焼をコントロールすることもできる。

【0072】出願人らの研究により、PCCIエンジンの最適動作は、PCCIエンジンについて報告されている通常の熱発生レートよりタイミング(SOCおよびEOC)を非常に遅らせたとき(ほとんどの燃料が燃焼する限りにおいて遅く)に得られることが明らかにされている。このような遅れモードにおいて動作させると、結果的にピークのシリンダ圧が低くなり、ISFCが改善され、ノイズが下がり、熱伝達が低くなる。出願人らは、適切なPCCI動作がタイミングを進ませることにより容易に達成できると判断した。また出願人らは、閉ループ・コントロールを使用することによって、安定領域を過ぎて燃焼を著しく遅らせることができることを確認した。ここで論じているように、閉ループ・コントロールは、たとえば、IMT、当量比、EGRレートといった1ないし複数の各種変数のコントロールに使用されることになる。これは、SOCが温度によって強くコントロールされることから可能になる。一方温度は、シリンダ内の熱伝達に非常に影響されやすく、また壁面温度に非常に影響されやすい。タイミングを遅らせると壁面温度が下がる。タイミングが十分に遅れると、エンジンは能動的コントロールなしに動作しなくなる。

【0073】鍵となるコンセプトは、壁面の熱慣性に関連する時定数が不安定性を進行させるレートをもたらし、その結果能動的コントロールに必要な時定数を支配するということである。壁面温度の時定数は、数秒台の値であり、IMT、当量比、EGRレート等を含む1ないし複数の各種変数を調整することによるSOCのコントロールを可能にする。たとえば、出願人らは、能動的なIMTコントロールがないと不安定な状態を招いてしまうような遅らせたタイミングにおいて、エンジンを都合よく動作させるために十分な速さでIMTを能動的に調整できることを確認している。

【0074】正常に壁面熱伝達を伴う燃焼しているシリンダと断熱壁面を伴う燃焼しているシリンダとを比較することによって、壁面熱伝達が、TDCにおける空間的温度分布に大きく寄与していることがわかった。空間的温度分布は、特定のクランク角度における1つの領域全体、つまりポート内あるいはシリンダ内にわたって温度が変化する態様として定義される。シリンダ内温度分布を変化させることにより、燃焼開始および/または全体的な燃焼レートに好ましい影響を与えることができる。シリンダ内温度分布を変化させる1つの方法は、流入す

る空気／燃料混合気の一部が残りの流入する空気／燃料混合気より温度が高く／低くなるように配置した分割吸気ポートを使用することである。別の方法としては、シリンダ内にホット・スポットを導入する方法またはグロー・プラグ 44 (FIG. 1a) を使用する方法がある。また、シリンダ内温度分布は、たとえばエンジン・クーラントの温度、エンジン・オイルの温度、あるいは燃焼室壁面の冷却レートを変化させることによって、燃焼室壁面の温度（たとえばシリンダ・ライナ、ピストンおよび／またはシリンダ・ヘッドの壁面温度）を変化させてコントロールすることができる。FIG. 1b に示されるように、エンジン・クーラントの温度は、バイパス・バルブ 50 を使用してバイパス回路 48 を通る流れを変化させることによって、エンジン・クーラント回路 47 内に配置されているクーラント熱交換器 46 を通る流れをコントロールし、調整できる。壁面熱伝達は、燃焼しているシリンダおよびミスファイヤを生じているシリンダの両方に関して、空間温度分布に類似した影響を及ぼすと判断された。同様に出願人らは、残存温度および壁面温度伝達が、吸気および圧縮を通じてシリンダ内温度分布にどのような影響を与えるかについても判定を行った。判定は、空気とプロパンの混合気を使用して行った吸気および圧縮イベントに関する 3 つの研究を含む。これらの研究から、吸気および圧縮のほとんどの間において、高温の残留物が空間温度分布の変動をもたらす主要因であることが明らかにされた。しかしながら、TDC 圧縮の近くでは、燃焼室内の温度偏差をもたらすという点において、壁面の熱伝達に比較して残留物ヒストリの重要性が低い。この結果、使用可能な燃料をより多く使用する燃焼イベントを促進するためには、SOC において、燃料および空気が領域内に適正な比率で存在し、当該領域内で温度フィールドが燃焼の維持に適切となるような方法を用いて燃料を導入すればよいと考えられる。ただし温度フィールドが燃焼の維持に適切とならないエリアは 2 つあり、一方は凹部内、他方は低温表面の近傍である。したがって、凹部および低温表面の両方から燃料を遠ざけることが望ましい。シリンダ内混合気への熱伝達がシリンダ内混合気の温度上昇を招くことは明らかであり、それによって SOC が進む。出願人らは、グロー・プラグを使用すれば、SOC を小幅で効果的にコントロールできることを明らかにした。FIG. 10 に示されるように、グロー・プラグをオフにした後は、SOC および EOC がわずかに遅れる。また、燃焼する燃料が少なくなることから、GIMEP が著しく減少する。燃焼する燃料量の減少は、FIG. 11 に示すように、熱発生レートにおける低下をもたらす。グロー・プラグは、サイクル 1 とサイクル 100 の間にオフし、そのままサイクル 300 から 400 の間になるまでオフを維持し、その後、再度オンに切り替えている。おそらくはもっとも重要なことは、グロー・プラグをオフ

にしたとき、迅速な燃焼の開始が、持続時間の増加を招くことなく著しく遅延され、それが熱発生レートの減少とともに、累積熱発生を減少させることであろう。つまりグロー・プラグ 44 (FIG. 1b) は、限られた範囲で燃焼を積極的にコントロールするために使用することができる。

【0075】あらゆる実用的なレシプロ・エンジンにおいて、圧縮プロセスの間の熱が燃焼室から失われないということはありえない。熱損失は、多くのファクタに依存するが、主としてエンジンの回転速度およびシリンダ内外の温度差に依存する。この圧縮プロセスの間の熱伝達は、低い周囲温度でディーゼル・エンジンを始動する場合に問題となり、それにおいては燃焼室が冷えているシリンダ内で燃焼を開始し、それを維持することが困難になる。一般に、各シリンダ・バンクの末端にあるシリンダは、奪われる熱の量が多くなり、もっとも燃焼しにくい。この種の条件下においては、温度の低いシリンダ壁面との過剰な熱交換に起因して、末端シリンダ内のチャージが燃焼に失敗することは極めて一般的である。しかしながら、ディーゼル・エンジンの場合、一旦すべてのシリンダがウォームアップされると、燃焼が極めてばらつきのないものとなり燃焼室の表面温度への依存が格段に小さくなる。

【0076】PCCI の場合、特定の圧力および温度「ヒストリ」を獲得することによって燃焼プロセスが開始される。つまり前述したように、PCCI 燃焼プロセスは、燃焼室の表面温度に鋭敏であり、それに強く依存する。本件 PCCI エンジンでは、末端シリンダにおいて望ましい燃焼室表面温度を達成し、良好なシリンダ間温度コントロールを確保するための末端シリンダの補償手段を備えることが可能であり、それによって安定した燃焼および非常に低い NO_x 排出の可能性が高められる。末端シリンダの補償手段には、ピストン冷却ノズルのフローを抑える；クーラント温度を上昇させる；あるいはクーラントのフロー・レートを抑えるといった、特定のシリンダの有効冷却を低減するためのシステムを含めることができる。具体的に言えば、FIG. 12 に示すように、末端シリンダの補償手段を、オイル・ポンプ 78、ピストン冷却ノズル 76 およびオイル・ポンプからピストン冷却ノズルに冷却オイルを分配するオイル流路のブランチ 74 に備えられたオイル・フロー・コントロール・バルブ 72 を備えたオイル・フロー・コントロール・システム 70 を含む構成とすればよい。つまり、コントロール・バルブ 72 をコントロールし、ピストン・アッセンブリに対する冷却オイルのフローを変化させ、それによりピストンの温度を変化させることによって、シリンダ内温度に好ましい影響をもたらすことができる。この変形として、バルブ 72 に代えてフロー・リストラクタを使用してもよく、また、末端シリンダに関連付けられたノズル 76 の有効フロー断面積を残りのノズ

ルより小さく設計してこれらのピストン冷却ノズルのフローを固定的に減少させる方法もある。さらに、FIG. 1aに示すように、複数のノズル76を備え、各ノズルに関連付けられているそれぞれのコントロール・バルブをコントロールすることによって、動作ノズルの数を変化させる方法もある。

【0077】FIG. 13を参照すると、末端シリンダの補償手段が、クーラント・ポンプ81、エンジン88の末端シリンダ86にフローを導くブランチ流路84に配置されたクーラント・フロー・コントロール・バルブまたはレストリクタ82を備えたエンジン・クーラント・フロー・コントロール・システム80を含んだ構成となっている。バルブ82は、ラジエータ90から分配される低温クーラントのフローを低減するとき作動される。また、コントロール・バルブ92が高温クーラントのリターン流路94内に備わり、ラジエータ90をバイパスさせて温度の高いクーラントを直接末端シリンダに分配するフロー・コントロールにこれが使用される。これらのシステムは、すべて末端シリンダに対するクーラントのフローをコントロールし、末端シリンダが周囲環境によってより強く冷却されるという事実を補償してそれぞれの末端シリンダの総合的な冷却を残りのシリンダのそれぞれと等しくする機能を有する。これらのシステムは、シリンダのウォームアップを補助してエンジンの始動性を向上させるため、およびシリンダの燃焼ならびにシリンダ間のバランスのコントロールを改善するために使用することができる。

【0078】末端シリンダの補償手段は、上記に代えて、あるいは上記に追加して、他のシリンダよりわずかに高い有効圧縮比を有する末端シリンダを含むものとすれば、それによって過剰な熱損失をオフセットすることができる。つまり、末端シリンダの圧縮温度が中間のシリンダのそれに等しくなる圧縮比を用いて末端シリンダを設計する。このアプローチは、末端シリンダの燃焼室表面温度がウォームアップだけでなく、スタートアップに関しても改善されるため、性能上の観点から利点を有する。これとは別に、カムシャフトのバルブ・ローブによる位相調整を通じてこの圧縮比の相違を達成することができる。このシナリオにおいては、末端シリンダでは、下死点(BDC)近傍で吸気バルブの閉塞(IVC)を行い、有効圧縮比(CR)を概略で幾何学的CRに等しくする。中間シリンダでは、IVCを遅らせて公

称有効CRを末端シリンダより低くする。PCCI燃焼に対する圧縮比の変化の効果については、詳細を後述する。

【0079】予混合チャージ圧縮イグニッション(PCCI)エンジン・テクノロジーが伴うもっとも大きな困難の1つは、熱発生(リリース)プロファイルの配置にある。標準のディーゼル・エンジンもしくはスパーク点火エンジンにおける燃焼の開始は、噴射タイミングまたはスパーク・タイミングを用いてコントロールされる。PCCIエンジンの場合、燃焼開始がシリンダ内の温度ならびに圧力によって支配される。PCCIエンジンにおいて、SOCタイミングをTDCに近づけると(および、それ以降にすると)、温度、圧力等において、わずかな幾何学的な変動および/または動作上の変動に対する鋭敏性が劇的に増加する。PCCIエンジンに関して遅らせた熱発生プロファイルを(ピークのシリンダ圧を最小にし、かつ効率を向上させるために)求めようと努力すれば、ミスファイヤもしくは部分燃焼のリスクが劇的に高くなる。これは、上死点を過ぎるとチャージの膨張によってシリンダ温度が低下するという事実による。TDCまでに自己点火が生じていなければ、上死点を過ぎて自己点火が生じる可能性はほとんどなくなる。この問題は、シリンダがミスファイヤを開始するとさらに悪化する。ミスファイヤを生じたシリンダは温度が下がり、ミスファイヤが継続する可能性をさらに高める。

【0080】多気筒エンジンにおいては、圧縮比、壁面温度、再加熱、および残留物の質量分率に関して、シリンダ間に回避不能な変動が存在する。この変動によって、燃焼タイミングを望ましいタイミングに遅らせる一方で、(偶発的にわずかに低い温度で動作することもある)個別のシリンダにミスファイヤを開始させることなく、PCCIエンジンを動作させることが極めて困難になる。

【0081】出願人らは、バルブ・イベントの操作が、TDCにおける温度に大きな影響を有し、したがってFIG. 14に示した解析結果によって示唆されるように、燃焼開始をコントロールするための有効なツールであると判断した。特に、表Iを参照すると明らかだが、バルブ・イベントの変化は、この表に示すような効果を有する。

表 I

修正されるイベント	ベースライン	ベースラインに対してバルブ・タイミングを進めたときの効果	ベースラインに対してバルブ・タイミングを遅らせたときの効果
EVC	-357度	高温残留物を閉じ込め、SOCを進める	排気が吸気に逆流しSOCを進める
EVO	135度	効果なし	効果なし
IVC	-167度	ミラー・サイクル：有効CRを下げてSOCを遅らせる	特定の条件下において、すなわちわずかな遅れによってブリージングが改善；さらに遅らせると有効CRを下げてSOCを遅らせる
IVO	341度	高温の排気の吸気への流れ込みをもたらす、SOCを進める	インターク・マニホールドからの流れを制限するが、SOCへの影響はほとんどない

FIG. 15に示すように、排気バルブの閉塞（EVC）は、1つの燃焼イベントから次のイベントまで燃焼室内に残留し、もしくは閉じこめられる燃焼生成物の量、すなわち残留物の質量分率（RMF）の決定において重要な役割を担う。残留物は、流入するチャージより高い温度を有し、このため続くイベントのためのチャージが加熱される。つまり、排気バルブを開めるタイミングは、シリンダ内温度の調整に使用可能であり、その結果、SOCをコントロールすることができる。冷いシリンダ（たとえば、ミスファイヤを開始したシリンダ）を「ヒートアップ」するためには、そのシリンダの排気バルブ閉塞イベントを速めることによって、そのシリンダの残留物の質量分率を個別に増加させる。これらの高温残留物は、流入するチャージの再加熱を高め、燃焼開始を進める傾向にあるので、これにより、たとえばミスファイヤを生じているシリンダが回復する。FIG. 15に示すように、EVCを進めると、シリンダ内の高温残留物が閉じこめられ、EVCを遅らせると、高温排気がシリンダ内に逆流する（この場合イグゾースト・マニホールド圧（EMP）＞IMPである）。ベースラインEVCは、これら2つの効果を最適化し、残留物の量を最小に閉じ込め、その結果TDC温度がもっとも低くなる。同様に、IVOを進めると、EMP＞IMPとなることから、シリンダ内の高温残留物の一部が吸気に逆流し、TDC温度を上昇させる。詳細を後述するが、たとえばIVCを進めることにより圧縮比を下げてもシリンダ内の残留物が増加するが、その程度は小さい。また、排気バルブを開るタイミングの調整は、シリンダ間の小さな幾何学的変動および動作上の変動の効果的な補償を得るためにも使用可能であり、それによりシリンダごとにエンジンを「チューニング」することが可能になる。このほかのRMFを効果的に増加し、あるいは減少する手段を使用し、それぞれSOCを進ませ、あるいは遅らせてもよい。

【0082】このストラテジーを具体化する1つの方法を、多気筒PCCIエンジン上でテストし成功した。このテクニックは、排気バルブの遊び設定の増減に関係する。この遊びを完全に開くことによって、早期に効果的

に排気バルブが閉じられ、望ましい燃焼開始の進みが得られる。出願人らは、排気バルブ・イベントを10度だけ小さくすることによって、わずかに高い表面温度が得られ、吸気口の温度が22度高くなることを確認した。IMTが22度スイングする劇的な効果が燃焼に与えられることを考えれば（FIG. 7c～7f）、この方法は、バルブの遊び調整による多気筒エンジンのチューニングの可能性を示唆していると言える。FIG. 16を参照すると、遊びの増加によって排気バルブが開いている時間が短縮されたことから、確かに燃焼が進められたことがわかる。結局、シリンダ間の変動は、静的な排気バルブの閉塞を調整することが可能な任意の手段によって、受動的にコントロールすることができる。また、何らかの診断測定と組み合わせれば、それを能動的にコントロールすることも可能である。すべてのシリンダがコントロールされている場合には、このテクニックを使用して、そのエンジンにおける相対的な燃焼開始に影響を与えることもできる。

【0083】PCCIエンジンにおける過渡期間中のSOCのコントロールは、困難なものとなる可能性がある。別の実施例においては、排気系内にスロットル（またはその他のレストリクタ）が介挿される。このスロットルは、SOCを迅速に進めなければならない状況において閉じられ、その結果、残留物の質量分率が増加することによりシリンダ内温度が高くなり、SOCが進められる。もちろん、この効果は、可変排気バルブ・タイミングによっても達成される。出願人らは、この方法による排気の規制がSOCを進めることを明らかにした。しかしながら、同時にこのコントロール方式は、BSFCに有害な影響をもたらす。本実施例においては、他のコントロール・メカニズム、たとえば吸気エア・ヒータ等によってBSFCにそれほど悪影響を与えない方法でSOCをコントロールできるようになるまでの短い過渡期間に限り排気の規制が行われる。この方法の利点は、非常に迅速であり、具体化が容易なことである。

【0084】スロットルを備えないエンジンにEGRを導入するための効果的な方法ならびにメカニズムは、現在のところ具体化が困難とされている。本発明は、遅延

排気バルブ閉塞を介して効果的にEGRを導入する単純な方法を提案する。排気バルブ（1ないし複数）を所定サイクルの遅い時期に閉じることによって、この方法が残留物の質量分率（RMF）を増加することから、EGRが基本的に「内部」EGRになる。この実施例は、EGRを必要とする任意の4ストローク・エンジンに容易に適用できるが、特にPCCIエンジンに適用すると効果的である。PCCIエンジンは、低負荷動作時に高負荷動作時に比べてはるかに高い吸気温度を必要とする。本実施例は、低負荷において、より多くの内部EGR量でエンジンを動作させることを可能にする。この動作は、吸気温度の上昇と同様に、チャージ温度の上昇をもたらす。内部EGR量を調整し、任意のシリンダまたはすべてのシリンダの燃焼開始（または燃焼ヒストリ）をコントロールするためには、閉ループ・コントロールが使用される。

【0085】内部EGR量をコントロールするために、排気バルブ（1ないし複数）が、たとえばエンジンの電子コントロール・モジュールによって変更可能な方法でコントロールされ、遅れて閉じられる。ここで正常な排気イベントと「遅延排気バルブ閉塞」イベントを比較すると、本実施例の理解に役立つ。正常な排気イベントにおいては、排気行程の間にほとんどの燃焼生成物が排出される。この時点において、排気バルブが閉じられ、吸気バルブが開かれて、ピストンが下方に移動するに従って新鮮な空気または空気／燃料の混合気が吸引され、燃焼室のほとんどの部分がそれによって満たされる。本実施例の遅延排気バルブ閉塞イベントにおいては、ピストンの吸気行程の一部にかけて排気バルブが開かれたままになる。この結果、エンジンは新鮮な空気（または混合気）および燃焼生成物の両方を吸い込むことになる。閉塞の遅延を変化させることにより、内部EGRの量を調整することができる。付加的な内部EGRは、吸気バルブを遅らせて開くことにより達成される。排気バルブの早期閉塞に対する本実施例の利点は、排気バルブの早期閉塞はPMEPの著しい劣化を招くが、出願人らの研究によれば、遅延排気バルブ閉塞の場合は、PMEPにあまり大きな影響を及ぼさないことである。

【0086】本実施例による遅延排気バルブ閉塞の別の利点としては、排気バルブをそれほど迅速に閉じる必要がないことが挙げられる。つまり、排気バルブは、通常より長い時間にわたって開いた状態が維持できるものであればよい。FIG. 65a～65dを参照すると、本発明の方法が示されており、これについて次に説明する。ピストン500の排気行程の開始時においては、排気バルブ502が開いており、吸気バルブ504が閉じている。FIG. 65bを参照すると、ピストン500の排気行程の上死点においては、排気バルブ502ならびに吸気バルブ504がともに開いている。吸気行程となりピストン500の降下が始まると、FIG. 6

5cに示すように、吸気バルブ504の開口を通じて新鮮な吸気のチャージ（または燃料／空気の混合気）が燃焼室に吸引され、その一方で排気バルブ502の開口を通じて燃焼生成物が燃焼室に吸引される。FIG. 65dを参照すると、その後、吸気行程において遅れて排気バルブ502が閉じられ、吸気バルブ504の開口を通る燃料と空気の新鮮な混合気の吸引が継続されることがわかる。

【0087】ここでFIG. 66およびFIG. 67を参照すると、遅延排気バルブ閉塞を達成するための第1の実施例が示されている。この実施例におけるエンジンは、ほとんど「典型的な」エンジンと同様に、吸気および排気用のカム・ローブを備える。ただしこの実施例は、カムの小径部分を通過するとき、排気バルブが閉じることが防止される。具体的には、カム・ローブ510、プッシュ・ロッド512、およびロッカー・アーム514が排気バルブ502の作動に使用される。以上に加え、油圧リンク516がバルブ・トレインに沿ってカム・ローブ510とロッカー・アーム514の間に備わり、ここでは、プッシュ・ロッド512とロッカー・アーム514の間に介挿されている。エンジンが遅延排気バルブ閉塞を必要としないで動作している間は、油圧リンク516が「つぶれた」状態で動作する。遅い（または遅延）排気バルブ閉塞が望ましい場合には、カム・ローブ510に倣ってプッシュ・ロッド512の引き込みが許されるとき、油圧リンク516にオイルが満たされる。この結果、排気バルブ502が開いたままに維持される。ECMによって決定されたサイクル間の所定時間が経過し、排気バルブの閉塞が望ましいタイミングになると、油圧リンク516からオイルが抜かれる。オイルは、オリフィスを通じて押し出され、それによって排気バルブ502の着座速度がコントロールされる。FIG. 67は、油圧リンク516の詳細である。油圧リンク・システムは、プッシュ・ロッド512の位置決めが行われる油圧リンク・チャンバ522から延びるドレーン流路520に沿って配置されたソレノイド・バルブ518を備える。当然のことながら、これに代えてチャンバ522内に位置決め用のプランジャを備え、それをプッシュ・ロッド512に連結してもよい。ソレノイド・バルブ518は、チャンバ522からオリフィスを通り、低圧ドレーンに流れる流体の流れをコントロールする。さらに油圧リンク・システムには、加圧オイル供給路526に沿って配置される、チャンバ522への加圧オイルの流れをコントロールするためのソレノイド・バルブ524が備わっている。動作間、早期（つまり正常の）排気バルブ閉塞を行う場合は、ソレノイド・バルブ524が閉じられ、ソレノイド・バルブ518が開かれたままになる。遅延排気バルブ閉塞を行う場合は、排気バルブ502を開く間、あるいは開いた後、ソレノイド・バルブ524が開かれ、ソレノイド・バルブ518が

閉じられる。カムがプッシュ・ロッド 512 を引き込み始めると、ソレノイド・バルブ 524 からオイルがチャンバ 522 内に流れ込み、チャンバ 522 がオイルによって満たされることにより、排気バルブの閉塞が禁止される。排気バルブの閉塞の望ましいタイミングになると、ソレノイド・バルブ 518 が開かれ、チャンバ 522 からオイルが抜かれる。

【0088】FIG. 68 は、遅延排気バルブ閉塞を達成することができる第 2 の実施例を示している。このシステムも、排気バルブ 502 を駆動力を伝達するロッカー・アーム 602 に作用するプッシュ・ロッド 600 を備える。また、スプリング 604 が使用され、ロッカー・アーム 602 とプッシュ・ロッド 600 の間における動作の分離が防止される。しかしながらこの実施例においては、排気バルブ 502 の上端を受ける位置にチャンバ 606 が備えられるか、それに代えて排気バルブ 502 にプランジャが連結される。チャンバ 606 には、加圧オイルを供給するためにチェック・バルブ 610 を備えるオイル供給路 608 が接続される。チャンバ 606 には、さらに第 2 の流路 612 が接続され、そこには流路に沿ってソレノイド・バルブ 614 が備わり、流路 612 を通るチャンバ 606 からの流れがコントロールされる。動作間、排気バルブ 502 はロッカー・アーム 602 によって開かれる。排気バルブ 502 が開くと、油圧チャンバ 606 が流路 608 を通って流れ込むオイルによって満たされる。チャンバ 606 内のオイルは、ロッカー・アーム 602 の引き込み時にもチェック・バルブ 610 によって保持される。ソレノイド・バルブ 614 が開くと、排気バルブ 502 は、バルブ・スプリング（図示せず）の反力によって閉塞位置に戻ることができる。排気バルブの早期閉塞が望ましい場合には、ソレノイド・バルブ 614 を開いたままにする。流路 612 内のソレノイド・バルブ 614 の下流にはレストリクタ 616 が備わり、排気バルブ 502 の着座速度がコントロールされる。これに代えて、抜き取り用流路 612 の配置を工夫し、それによってバルブの着座速度が抑えられ、閉塞位置への緩やかな着座が達成されるようにすることもできる。

【0089】残留物の質量分率（RMF）のコントロールによってシリンダ内温度をコントロールする別の方法は、直前のサイクルからの残留ガスのポケットを流入するチャージと区別してチャンバ内に確保し、ともに圧縮する方法である。閉じこめられた残留物と新鮮なチャージの比率は、この種のチャンバのサイズによって操作することができる。高温排気塊は、 $(1/2)$ $(1/C)$ (R) まで大きくすることが可能であり、したがって TDC 容積全体がこの種のチャンバに収めるのであれば、チャンバ塊の約 $1/30$ になる。この種のチャンバは、圧縮プロセスの間、高温ガスの少なくとも一部が、流入するチャージと完全に混合されることなく残存する構造と

する必要がある。閉じこめられた排気が圧縮プロセスの非常に速い時期に混合されてしまうと、温度が高速応答の開始に必要な高温まで到達できない。この種のチャンバへの流入およびそこから流出のタイミングは、シリンダ内の迅速なエネルギー放出の開始タイミングの管理に役立つと考えられる。この種の高速応答の開始は、追加の局所的な熱入力源を用いて提供できることもある。これは、加熱グロー・プラグまたは断熱された塊とすることができる。

【0090】残留物の質量分率は、イグゾースト・マニホールドの背圧（EMP）に対しても鋭敏である。IMP と相対的な EMP の増加によって、残留物の質量分率を増加させてチャージの温度を上昇させることが可能であり、結果的に燃焼を進ませることができる。出願人らは、EMP の上昇により SOC の進みに期待された結果が得られることを確認した。しかしながら、出願人らは 4 サイクル・エンジンに関しては EMP における 3 パールの上昇によって約 4 度しか SOC の進みが得られないことを明らかにしている。出願人らは、EMP 以外のすべてを一定に保持することにより、EMP の上昇と温度の上昇がほぼ線形になると判断した。つまり EMP を 1 パール上昇させると、TDC における温度が約 10 K 上昇する。このことから、EMP の実用的な範囲を考慮した場合、EMP のコントロールは、4 サイクル・エンジンにおいて SOC をコントロールする上では比較的弱いと考えられる。さらに、4 サイクル・エンジンにおいて TDC 温度を上昇するために EMP を使用するときは、BSFC に関して非常に実質的な不利益がもたらされる。BSFC は、排気バルブの閉塞または可変圧縮比のいずれを用いる場合よりも著しく高くなる。EMP の増加は、EVC の進みと同じ効果、すなわちシリンダ内により多くの高温残留物の塊を閉じ込める効果が得られるが、EMP を増加した場合には、排気行程を通じてピストンがその圧力に抗して移動しなければならないことから BSFC がはるかに高くなる。エンジンがターボマシンの場合は、EMP を使用した SOC のコントロールの試みがより一層複雑なものとなる。しかしながら、2 サイクル・エンジンの場合には、排気の規制の使用にまだ実行の可能性が残されている。

【0091】吸気温度をコントロールするための別の重要な方法は、高温排気ガスの再循環（EGR）の使用による方法である。タービン 25 の上流から吸気系 23 に高温排気ガスを導くためには、FIG. 1b に示したように、高圧 EGR 回路 54 が使用できる。EGR 回路 54 は、排気ガスの再循環をコントロールするための高圧 EGR コントロール・バルブ 60 を備える。タービン 25 の下流から吸気系 23 に低圧 EGR の流れを導くためには、低圧 EGR 回路 62 およびコントロール・バルブ 64 が使用できる。出願人らは、コンプレッサ 24 の上流に導入する場合に、EGR によって特に効果的なイン

テーク・マニホールド温度の上昇が得られることを明らかにした（EGRを追加した効果が、付加的なチャージ・エアの冷却によってキャンセルされないことを前提とする）。PCCIエンジンにおいては、排気ガスに含まれる微粒子が少なく、そのため排気ガスを理想的な上流位置（ターボチャージャのコンプレッサの吸気）において再循環させることが可能になるため、この種のエンジンにおける排気ガス再循環（EGR）の有用性はさらに高いものとなる。最適な位置はコンプレッサの吸気であり、そこに再循環させれば、ほとんど常に好ましい圧力差が確保される。新鮮な吸気エアと熱EGRの混合気は、コンプレッサによって圧縮され、圧縮加熱および混合がもたらされる。EGRをコンプレッサの上流に導き、コンプレッサの吸気口の温度を上昇させた場合、コンプレッサの下流にEGRを導く場合よりコンプレッサの排気口温度がはるかに高くなる。通常のディーゼル・エンジンにおいては、排気ガスに含まれる微粒子がコンプレッサを「詰まらせる」ため、EGRをコンプレッサの吸気口に導くことが非常に困難である。しかしながらPCCIエンジンの場合は、実質的に排気ガスが微粒子を含まない状態であり、大きな問題を招くことなく、コンプレッサの上流にそれを導くことができる。また、FIG. 16、17および18に示されるように出願人は、排気生成物、たとえばEGR、RMF等の導入に使用されるテクニックがどのようなものであるかによらず、チャージの温度をたとえば空気および／または水等の冷却希釈剤の噴射によって維持しつつ、排気生成物を添加すれば、燃焼レートを緩めることが可能であり、その結果、燃焼持続時間が長くなり、燃焼が遅れ、熱発生量が減少することを確認している。

【0092】FIG. 19を参照すると改良されたエンジン100が示されており、これにおいては、複数のシリンダの一部をPCCIモードで動作させ、残りのシリンダをディーゼル・モードで動作させることによって、本発明のPCCIエンジンならびにコントロール・システムの利点を生かしている。具体的には、たとえば、6気筒エンジンの各シリンダのうち5筒のシリンダ102をディーゼル・モードで動作し、残り1筒のシリンダ104をPCCIモードで動作する。このエンジンはまた、ディーゼル・シリンダ102に関連する排気系108から分離された、PCCIシリンダ104のみに関連するEGR系106を備える。PCCIシリンダ104のピストンの圧力は、排気ガスを吸気系に強制するため使用される。EGR系106は、たとえばエンジン・クーラント等を使用するEGRクーラー110を備え、これにより排気ガスを冷却してからコンプレッサ105の上流側に再循環させる。当然のことながら、この排気ガスは、ディーゼル・シリンダ102のみに機能提供するインターク・マニホールド112に分配することも可能である。ディーゼル・エンジンにおいてEGRを使用

する場合に遭遇するよく知られた問題は、ディーゼル・エンジンの排気ガスに含まれる過剰な微粒子およびNOxの量である。改良されたエンジン100は、微粒子の多いディーゼル排気ガスに関連する欠点を実質的に回避しつつ、ディーゼル・エンジンにEGRの恩恵をもたらす、より複雑性が低く、コスト効果の高いシステムを提供する。たとえば、前述したようにシリンダ104からのPCCI-EGRは、より容易に、コンプレッサを汚すことなくコンプレッサの上流に導くことができる。また、PCCI-EGRのNOx排出が低いことから硝酸の発生が低減され、それによってエンジンの腐食が抑えられる。出願人は、FIG. 19に示したエンジンが、ブレーキ固有NOx排出を抑える一方、ブレーキ固有燃料消費を無視できる程度にしか増加させないことを明らかにしている。

【0093】おそらくはTDCにおける温度を変化させ、もってSOCを変化させるもっとも効果的なコントロール機能の1つは、シリンダの圧縮比（CR）の可変コントロールであろう。有効圧縮比すなわち幾何学的圧縮比を変化させれば、温度ヒストリならびに圧縮ヒストリとともにコントロールすることができる。圧縮比を増加すると、燃焼イベントが進められる。圧縮比の減少はそれを遅らせる。特定の目的においては、この圧縮比を24:1（低温始動を促進する圧縮比）から12:1（燃焼開始のコントロールを可能にし、ピークの燃焼圧力を制限する圧縮比）までの範囲とすることができる。圧縮比の範囲は、その他のファクタ、使用する燃料のタイプ（より具体的にはその燃料の自己点火特性）、たとえば天然ガスまたはプロパン等に応じて異なる。出願人は、PCCI燃焼に関する圧縮比の効果を測定した。たとえばFIG. 20を参照すると、出願人は、圧縮比を変えることがシリンダ内温度、さらにはSOCを変更するための強力なツールであることを明らかにしている。FIG. 21においては、出願人らによって、圧縮比における偏差がTDCに対するSOCの位置に大きく影響することが示されてる。

【0094】圧縮比は、幾何学的な圧縮比を変えることにより、つまり燃焼室の物理的な寸法／形状を変えるコントロール・メカニズムを使用して調整することができる。本発明は、圧縮比可変デバイス38を備え、エンジンの動作間に燃焼室の幾何学的容積すなわち有効容積を変更し、望ましいSOCを達成する。この圧縮比可変デバイスは、燃焼室の幾何学的容積を変更することによってTDC近傍でチャージを圧縮加熱させるための機械的なデバイスとすることができる。FIG. 22a~22dに示すように、圧縮比可変デバイスは可動補助ピストンまたはプランジャを備え、当該ピストンまたはプランジャは、TDC近傍のクランク角度において燃焼室側に延びて燃焼室容積を減少させ、それによって圧縮比を増加し、燃焼の開始に充分な温度までチャージを発熱させ

る。このプランジャの鍵となる機能は、TDC近傍でチャージを部分的に押しのけることである。つまり、燃焼室におけるプランジャの形状ならびに位置は、プランジャが凹部容積に影響を与えない（凹部を増加させない）限りにおいて、その機能に決定的とはならない。

【0095】プランジャのサイズは、希望する圧縮比のコントロール範囲を基礎とし、次の例によって評価することができる。

【0096】1シリンダ当たりの掃引（押しのけ）容積 = 1,000 cc = 1 L

TDCクリアランス容積 = 100 cc

圧縮比 = $(1000 \text{ cc} + 100 \text{ cc}) / 100.0 \text{ cc} = 11.0$

プランジャ容積 = 30 cc とすれば、

プランジャ最大挿入時の圧縮比 = $(1000 \text{ cc} + 100 \text{ cc}) / (100 \text{ cc} - 30 \text{ cc}) = 15.7$

一連の条件が与えられれば、圧縮比の修正によって、プランジャを使用しないときには圧縮点火が不可能な燃料／空気混合気についても、圧縮点火を生じさせるに十分な高さの温度ならびに圧力の上昇が得られる。当然のことではあるが、エンジンの圧縮比ならびにプランジャのサイズは、エンジンの設計段階において容易に変更することができる。また、異なる燃料および吸気温度によって、異なるサイズのプランジャならびに異なる圧縮比が必要になることもある。

【0097】FIG. 22aを参照すると、プランジャ150がシリンダヘッド154に設けられたボア152内に配置されており、エンジンのピストン158の動きとの相関があらかじめ決定されているタイミングで回転するカム156によって駆動される。引き込みスプリング160は、このプランジャをカム156に向かって、燃焼室162のサイズを増加させる方向に付勢する。この構成は、カム駆動のプランジャ150が引き込まれるとき、当該プランジャがカムシャフト側に仕事量に戻すという点において有利である。また、プランジャ150が膨張行程の遅い時期まで、あるいは膨張行程後まで引き込まれていないとする限り、チャージに対するプランジャ150の仕事量の一部がエンジンのピストンによって引き出される。

【0098】以上に代えて、FIG. 22bに示すように、チャンバ174に接続された流体回路172を介して加圧した圧媒液、たとえば燃料をそこに送り込むジャーク・ポンプあるいは共同噴射システム等によって駆動される流体圧駆動のプランジャ170を用いることもできる。FIG. 22cは、別の流体圧駆動の実施例であり、プランジャ180の一端に隣接して形成されたチャンバ184内にスプリング182によって付勢されるプランジャ180が備わり、当該スプリングにエネルギーをストアすることができる。このシステムにおいては、保持メカニズム、たとえば流体圧利用、電磁的、あるいは

機械的なメカニズム（図示せず）がプランジャを引き込んだ位置に保持する。ポジションがTDCに近づく、圧媒液供給系186がプランジャ180を下方に押し出す（この時点で保持システムによるプランジャの保持がなくなる）。下方に向かうこの動きは、スプリング182によって強力に補助される。燃焼後は、プランジャが戻されてスプリング182が再圧縮され、スプリングにエネルギーが戻される。このエネルギー抽出プロセスを最適化するため、バルブ188によってコントロールされたレートで流体チャンバ184から圧媒液が抜かれる。

【0099】FIG. 22dは、さらに別の実施例であり、プランジャ192を、燃焼前に、ガス圧に抗して挿入位置に移動させるに十分な強さを持ったスプリング190を備える。TDCに近づく、チャンバ196に接続された抜き取りバルブ194が開かれ、スプリング190がプランジャ192を燃焼室162内に挿入する位置まで押し出し、それによってチャージが燃焼して燃焼室162内の圧力が上昇する。この結果、プランジャ192がスプリング190に抗して押し戻される。必要な場合には高圧源200から作動液（圧媒液）をチャンバ196に供給すれば、引き込み位置までのプランジャ192の戻りが確実になる。ガス圧がプランジャ192を引き込み位置まで戻すのに充分であるときは、一方向バルブ204を含めた低圧作動液供給源202を使用して、プランジャ192下側のチャンバ196に作動液を満たすようにしてもよい。

【0100】圧縮比の可変は、可変位相シフトを有する対向ピストン・エンジン設計においても可能であり、その場合は、2本のクランクシャフトの間の回転位相を変更することによって動作間に圧縮比を変化させる。この対向ピストン・エンジンは、米国特許第4,010,611に開示されたタイプあるいは、米国特許第4,955,328に開示されている可変位相を伴う結合シリンダ・タイプとすることができ、本件明細書においては、これらの全内容を参照し取り入れている。ここでFIG. 23を参照すると、ここに示されているように位相シフト・メカニズム210を用いて圧縮比を変化させることも可能であり、これにおいては、対向するピストン218および220にそれぞれクランクシャフト214および216が係合され、一方のクランクシャフト214の入力シャフト部分212と出力シャフト部分222の間に、位相シフト・メカニズムを構成する従来型の作動装置アッセンブリ211が介挿されており、当該クランクシャフトの位置を他方に対して相対的にシフトさせることができる。クランクシャフト214および216は、従来型のギア・アッセンブリ223を介して結合されており、ドライブ・シャフト225に動力を伝達する。FIG. 24に示されるように、作動装置211は、入力シャフト部分212の端部にマウントされたリング・ギア224、リング・ギア224から延びるアー

ム226、およびシャフト部分212および222の対向する端部にマウントされたギア・アッセンブリ227を備える。ローテータ・メカニズム228は、ピニオン・ギア230を備えてリング・ギア224と機能的に結合され、クランクシャフト間の位相差の変更が望ましいとき、リング・ギアを回転する。リング・ギア224が静止している限り、シャフト部分212および222は同相となる。リング・ギア224がピニオン・ギア230の回転によって回転されると、アーム226が回転してシャフト部分212と222の位相差に変化が生じる。つまりローテータ・メカニズム228は、入力シャフトと出力シャフトの間の相対位相を調整し、もって2本のクランクシャフトの間の位相を調整し、圧縮比を調整するために使用される。これに加えて、シリンダ1本当たり2本備わるクランクシャフトは、単一クランクシャフト設計におけるクランクアームによってもたらされる固有の側圧を除去するために使用することもできる。ここで、最大可能圧縮比が、CRの位相差からの影響の受けやすさに与える影響に注目する必要がある。可能であれば、ピストンが「ゼロ」の位相差で互いに干渉する幾何学的配置を有していると有利であると考えられる。当然のことながら、このセットアップでは、常にゼロ以外の位相差をもって動作されることになる。

【0101】出願人は、対向ピストン・エンジンの位相差における変化が圧縮比に及ぼす影響を調べた。これには、FIG. 25に示した3つの研究が含まれている。第1においては、2つのピストンが同相、すなわち同時にTDCに達し、圧縮比は25:1である。第2は、2つのピストンが同相になるとTDCにおいて接触する場合である。頭部がフラットなピストンを用いると、凹部の容積がないものとすれば、そのとき2つのピストンの間の容積がなくなり、圧縮比は無限大になる。第3は負の干渉を有する場合であり、ある程度位相が外れた状態でピストンが接触してしまう。この場合、オーバーラップをストロークの約10%とし、46度の位相外れでピストンが接触するようにした。当然なことではあるが、エンジンの幾何学要素（ボア、ストローク、コンロッド長）からもCRと位相差の関係に影響が及ぼされるが、この研究においてはこれらの値を一定に維持した。

【0102】結果は、可変位相差を伴う対向ピストン構成を使用することによって、非常に広い範囲で圧縮比を変化させ得ることを示している。また、圧縮比対位相差の関係における変化の傾きは、位相差を0度とするときのTDCにおけるピストン間のクリアランス量もしくは負のクリアランス量に応じて異なる。つまり、実用的な応用においては、望ましい圧縮比の範囲をカバーするために必要な位相調整の範囲と、位相差をコントロールする精度の間のバランスを確保すること、すなわちFIG. 25に示した曲線を最適化することが望ましい。し

たがって理想的には、わずかな量の位相調整によって望ましい圧縮比の範囲が得られる程度に急峻な傾きを有し、かつ非常に厳密な位相調整を必要としない程度にならなければならないことが好ましい。

【0103】FIG. 26を参照すると、ピストン間の位相のずれが大きくなるほど圧縮比が小さくなることが明確に示されている。また、位相調整角度が約120度以下である場合には、シリンダ容積対クランク角度の曲線の形状にほとんど変化が見られない。つまり、位相差の調整は、シリンダ容積とクランク角度の関係に影響を及ぼすことなく広い範囲にわたって圧縮比のコントロールに使用することができる。可変位相差を伴う対向ピストン・システムは、明らかに、広い範囲にわたる圧縮比の値のための望ましい柔軟性を提供する。

【0104】有効圧縮比は、可変バルブ・タイミングによっても変化する。具体的には表Iに示したように、吸気バルブを早く閉じると有効CRが低くなり、またIVCを極端に遅らせても有効CRが下がる。しかしながら、バルブ・イベントの変更は、幾何学的な圧縮比の変更に比べると、エンジンのブリージング、したがって空気／燃料の比率に対する影響が非常に大きい（燃料のフロー・レートが一定に保たれることを前提とした場合）。エアフローによるTDC温度の変化がもっとも急になるのは、IVCを変更したときである。IVCが速くなるとTDC温度が下がるが、可能性としては当量比の望ましくない変化によりエアフローは厳しい制限を受ける。この場合、早期IVCに伴うブーストを増加し、一定のエアフロー・レートを維持することができる。EVCの場合も同様に、EVCを変更すると、シリンダ内に閉じこめられる残留物の量の変化し、その結果ブリージングに影響が出る。IVCラインの傾きは、概略でEVCおよびIVOの2倍であるが、幾何学的圧縮比の変更を使用すれば、エアフローに影響が及ばない。エアフローに影響を及ぼさないでTDC温度を変更するという意味においては、幾何学的圧縮比の変更がもっとも効果的なコントロール機能をもたらすと考えられる。

【0105】FIG. 28を参照すると、バルブ・イベントまたは圧縮比の変更がBSFCに明確な影響を及ぼすことがわかる。最良のBSFCを得るためには、高温を必要とするのであれば、排気バルブ閉塞の変更より、圧縮比の変更の方が好ましい選択肢であると言える。EVCを進めてTDCにおける温度を上昇させようとするれば、非常に高いBSFCを代償とすることになる。低い温度を必要とする場合は、幾何学的圧縮比の変更も選択肢となり得るが、それによっていく分高めのBSFCが招かれることから、それよりIVCを進める方が好ましい選択肢となる。

【0106】出願人が予想したとおり、有効圧縮比の変更は、FIG. 29に示すように、ピークのシリンダ圧に大きな影響を及ぼすと判断される。IVCは、VC

R とほぼ同一と見なせる曲線を有し、I V C の変更が現実的に有効圧縮比を変更することが確認された。この場合熱発生が A T D C 5 度から開始するため、シリンダ圧のトレースは「ふたこぶ」形状になり、最初のピークは圧縮に起因して T D C において生じ、2 番目のピークは燃焼に起因して T D C 後において生じる。V C R および I V C 曲線の 2 つの傾きの形状は、燃焼のこぶ ($C R < 1.8$) または圧縮のこぶ ($C R > 1.8$) のいずれかで生じる絶対ピーク・シリンダ圧に依存する。ピークのシリンダ圧に望ましくない影響を及ぼすことなく T D C における温度をベースラインから増加させるためには、E V C または I V O の変更が最良の戦略となる。しかしながら、この戦略は、B S F C における望ましくない増加をもたし (F I G. 28) また、エンジンのブリージングを変化させることがある (F I G. 27)。

【0107】また出願人らは、低い吸気温度において燃焼を得るためには非常に高い圧縮比が必要であると判断した。たとえば、吸気温度が華氏 0 度、20 度、および 40 度のとき、それぞれに対応する圧縮比が 3.5、3.3、および 3.0 を下回ると燃焼が生じない。ウォームアップ後の望ましい圧縮比は約 1.5 であり、これは、前記条件をカバーするために圧縮比を約 2.0 変更しなければならないことを意味する。これらの条件で求められる圧縮比が非常に高いことから、ピークのシリンダ圧もまた高くなり、場合によってはそれが 200 パールを超えてしまう。結局、可変圧縮比調整のみを用いるよりは、吸気エア・ヒータおよび/またはその他の低温条件において始動するための手段を併用するほうが実用性が高いと考えられる。また、低い圧縮比を維持すれば、ピークのシリンダ圧の限界に到達する前に高い G I M E P を達成することが可能になる。

【0108】温度をコントロールする別の方法は、インテーク・マニホールド内または直接シリンダ内に水を導入する方法である。出願人らは、吸気エアに含まれる窒素と水が完全に置換されると、水の解離によって火炎温度が下げられる (205 K 低下) ことを明らかにした。また、出願人らの研究によれば、燃焼の遅延がわずかに増加し (0.04 ミリ秒) ピーク反応レートが約 50% 下がる。さらに、水をインテーク・マニホールドに添加したときは、水蒸気等の化学効果が、わずかではあるが S O C を遅らせる。しかしながら、液体の水をインテーク・マニホールド内に噴射することは、水から水蒸気への蒸発に起因して、最終的にインテーク・マニホールドを冷却する。この結果、F I G. 30 に示すように、I M T および T D C の温度が著しく低下する。T D C における温度への水噴射による影響は、ほとんどが I M T における温度低下に起因し、比熱における変化によるものではない。I M T に対する影響を上限と見るべきであろう。

【0109】ここで、出願人らがピストン 14 (F I G. 1a) に有害な熱運動を招くことなく、P C C I が維持可能なことを示している点に注目されたい。P C C I 燃焼は、スパーク点火エンジンにおいて得られる安全レベルの 10 ないし 20 倍のノッキング強度レベルをもたらす可能性を有するが、アルミニウム・ピストンおよびスチール・ピストンのいずれも過剰温度レベルに達することはない。出願人らの好ましい実施例においては、P C C I 燃焼における自己点火から結果として生じる温度が、スパーク点火エンジンにおいて見られる温度よりはるかに低く、それは出願人らの好ましい実施例においては非常に希薄な条件の下に P C C I 燃焼が行われることによる。

圧力コントロール

S O C は、燃焼室内の圧力をコントロールすることによってもコントロールすることができる。シリンダ内圧力をコントロールする 1 つの方法は、圧縮比可変デバイスを使用して燃焼室内の圧力を変化させる方法である。圧縮比の変化が、最終的にはチャージの圧力ならびに温度の両方に変化をもたらすが、直接の変化が得られるのは圧力である。圧縮比における増加は T D C における圧力の増加につながり、逆に圧縮比における減少は T D C における圧力の減少につながる。出願人らは、シリンダ内圧力を増加させると燃焼開始が進み、シリンダ内圧力を減少させると S O C が遅れることを明らかにしている。ここでは、温度コントロールに関連して前述した圧縮比可変デバイスのいずれも使用することができる。

【0110】シリンダ内圧力をコントロールする第 2 の方法は、インテーク・マニホールド内の圧力 (I M P) つまりブースト圧を変更する方法である。S O C のタイミングが圧力の関数になることはすでに明らかにされている。出願人らは、I M P の変化による燃焼およびエンジンの動作に対する影響を測定した。1 台のエンジンを使用し、動作条件は、回転数 = 1200 RPM、35.7 K < I M T < 357.4 K、0.256 < ϕ < 0.236 とした。I M P は変数である。これらの条件を維持しつつ I M P を増加するためには、エア・フローおよび燃料フローの増加を必要とした。F I G. 31a および F I G. 31b を参照すると、熱発生の特長が、I M P の増加に従ってクランク角度領域および時間領域のいずれにおいても減少していることがわかる。F I G. 31d は、I M P の増加によって S O C が早期に生じることを示している。F I G. 31c は別の研究から得られた結果であり、ブースト圧の増加が著しく熱発生イベントを進ませることを明確に表している。F I G. 31e を参照すると、I M P の増加に伴って F S H C 排出が減少し、より完全な燃焼が行われていることがわかる。F I G. 31f には、完全燃焼の増加および、ある程度はより多くの燃料に起因して、I M P の増加に伴って G I M E P が増加することが示されている。F I G.

31gは、IMPの増加に伴ってグロス表示の熱効率が増加することを示しているが、部分的には、燃焼がより完全になることがこれに影響している。FIG. 31hには、IMPが増加するとFSCO排出が減少することが示されているが、これがより完全な燃焼に起因することは明らかである。FIG. 31iを参照すると、IMPによってFSNO_xがそれほど影響を受けないことがわかる。FIG. 31jには、GIMEPの変動係数(COV)がIMPの増加に伴って減少することが示されている。FIG. 31kは、IMPが増加するとPCPが増加することを示す。FIG. 31lは、IMPの増加により評価ノイズが増加することを示す。FIG. 31mを参照すると、IMPを増加すれば、より小さいGIMEPの増加によってPCPの大きな増加が得られることがわかる。この効果は、IMPの増加によってSOCがより早期に生じることに起因する。

【0111】別の研究においては、圧縮行程のBDCにおいて圧力を変化させた。この研究は、圧縮比を14.5:1として実施され、エンジンの回転数は1200rpm、BDC圧縮温度は389K、当量比は0.3285、熱伝達はなしとした。使用した燃料はプロパンであり、BDCにおける圧力を変化させ、それ以外のすべてのパラメータを一定に維持した。この研究から、BDCにおける圧力が増加するとSOCがより早期に生じることが明らかになった。それに加えて、BDC圧力が1.75バールより小さいときは、燃料エネルギーの10%未満しか放出されず、BDC圧力がP=1.75バールを超えると、実質的にほとんどの燃料エネルギーが放出されることがわかった。このことは、燃焼が、圧力における変化に極めて影響されやすいことを示している。非常に低い圧力においては、ほとんど燃料の燃焼が得られず、高いFSHC排出を招く。燃料がまったく燃焼しない低い圧力では、一酸化炭素の生成もない。圧力が増加すると(IMTは一定に維持)、燃焼する燃料のパーセンテージが高くなり一酸化炭素の生成が減少し、FSHCが低くなる。特定の臨界圧力を越えると、すべての燃料が完全燃焼し、極めて低いFSHCおよびFSCO排出がもたらされる。また、BDCにおける非常にわずかな変化は、ピーク・サイクル温度(PCT)における非常に大きい変化を招く。シミュレーション結果から、低いピーク・サイクル温度(PCT)においては、燃料が燃焼しないことがわかった。つまり、圧力は断熱圧縮圧力においてピークを迎える。圧力の増加に伴って、放出される燃料エネルギーのパーセンテージが高くなり、シリンダ圧力が断熱圧縮圧力を越えるまで上昇する。さらに圧力が上昇すると、すべての燃料エネルギーが放出され、さらに圧力が増加すると断熱効果によってPCPが押し上げられる。

【0112】IMPを変化させることがSOCならびに燃焼の持続時間をコントロールする効果的な方法となり

得ることは明らかである。IMPの増加は、SOCを進める一方、熱発生を持続を短くする傾向にある。同様にIMPの減少は、SOCを遅らせる一方で熱発生を持続を長くする傾向にある。典型的な応用においては、一定のトルクを条件とするのであれば、燃料フロー・レートを実質的に一定に維持し、ブースト圧を増加して燃焼の開始を進め、あるいはブースト圧を減少して燃焼の開始を遅らせる。これにはたとえば、エンジンの出力から導かれて駆動されるエア・コンプレッサ、ターボチャージャ、スーパーチャージャ等、あるいは電気駆動コンプレッサ等を使用することができる。所定の出力レベル、つまり所定の燃料フロー・レートが与えられた場合、一般に好ましい吸気圧力ならびに温度が存在する。非常に負荷が低い場合は、現在製造されているスパーク点火エンジンにおいて採用されている吸気圧のコントロールと同じ方法により、スロットル53(FIG. 1a)を用いてインテーク・マニホールドの圧力をコントロールすることが望ましい。スロットル53は、後述するように、マルチモードPCCIエンジンがスパーク点火モードで動作しているときにも使用することができる。当然のことながら、スロットルを、図示の位置に代えて吸気系の別の位置、たとえばインテーク・マニホールド内に配置することもできる。

【0113】すでに説明したように、出願人らは可変IMTを使用してPCCIエンジンにおけるSOCをコントロールできることを立証した。ここで、高い負荷においては低い圧縮比(CR)が、低い負荷においては高いCRが望ましいことがさらに明確になる。本発明の一実施例においては、受動的変圧縮比(VCR)を使用し、負荷条件に基づいてCRを変化させている。これには、任意の従来型の受動的VCRシステムを使用することができる。受動的VCRを使用する場合の利点は、能動的VCRよりシンプルであり、コストが低いことである。この実施例においては、SOCが可変IMT等の手段またはオゾンの添加を通じてコントロールされる。受動的VCRシステムは、負荷が低くなると(シリンダ圧力が低いとき)高圧縮比側に、負荷が高くなると(シリンダ圧力が高いとき)低圧縮比側に自動的に移行する。

【0114】動作範囲が広いこともこのシステムの利点である。低いCRは、シリンダの圧力限界を超えることなく、より高いBMEPにおける動作を可能にする。高いCRは、エンジンの始動をより容易にし、低い負荷での動作を可能にする一方、燃焼開始も最適タイミングに維持する。受動的VCRの使用により、シリンダ圧が制限されるとの示唆もあるが、PCCIエンジンにおける能動的SOCコントロールとの組み合わせではそれも認められない。

【0115】過去においては、PCCI燃焼を使用するエンジンのグロス表示平均有効圧力を明らかにし得なかったが、現在のディーゼル・エンジンが生成するものと

同じ程度の高さである。PCCIエンジンの燃焼の持続が通常、非常に短いことから、PCCI燃焼プロセスは、エンジン回転数が低い ($< 2000 \text{ rpm}$) 場合に、基本的には等積プロセスになり、FIG. 55 に示したPCCIエンジンの $\log(P)$ 対 $\log(V)$ のグラフを参照すると、ほぼ等積燃焼になっていることがわかる。

【0116】本発明の別の実施例においては、燃焼プロセスに定圧部分が追加されている。この定圧熱添加は、エンジンのピークシリンダ圧限界の下側で生じる。熱添加の定圧部分は、レートをコントロールしながら燃料の直接噴射を行うことによって達成され、その方法は最新のディーゼル・エンジンの動作に類似である。直接噴射される燃料は、予混合燃料と同じにすることもできるが、ディーゼル、ガソリン、天然ガス等の異なる燃料としてもよい。この結果をFIG. 56の $\log(P)$ 対 $\log(V)$ のグラフに示す。PCCI燃焼プロセスは、基本的に NO_x 排出物質を生成しない。確かに燃料の直接噴射に起因する燃焼は、ディーゼルエンジンにおける高いEGRレートを伴う燃焼の拡散燃焼部分に類似したレートで NO_x 排出物質を生成する。しかし直接噴射された燃料は、PCCI燃焼によってすでに燃焼室温度が高くなっていることから、極めて短い点火遅延しかもたらさない。 NO_x 排出は、これによっても抑えられる。定圧におけるPCCI燃焼および燃料の燃焼に起因する燃焼の両方から出力が得られるが、PCCI燃焼はほとんど、もしくはまったく NO_x 排出物質を生成しない。したがって、この種のサイクルのFS NO_x およびブレーキ固有 NO_x 排出は、ディーゼル動作に比較して格段に低い。同様に、PCCI燃焼がススを生成しないことから、本実施例で提案するサイクルのスス発生は、ディーゼルより低くなる。

【0117】この実施例のサイクルは、たとえば、キャブレタ、スロットル本体、ポート燃料インジェクタ、またはダイレクト・インジェクタ等を使用して、吸気バルブの開塞 (IVC) とほぼ同時あるいはその前に燃料を噴射し、燃料と空気を混合して燃料および空気がほぼ均質な状態を達成することにより行われる。チャージは、自己点火が生じるまで圧縮される (PCCI燃焼)。シリンダ圧の低下し始めたら、燃料の直接噴射を開始する。燃焼室内の圧力低下は、センサの使用により直接検出してもよく、ルックアップ・テーブル等の予測方法を使用してもよい。噴射レートは、エンジンのピーク・シリンダ圧限界、もしくはそれより低い定圧にシリンダ圧を維持すべくコントロールされる。燃料の直接噴射は、十分に早い時期に終了され、ススの生成が抑えられる。膨張は、下死点近傍で排気バルブが開かれるまで、ほぼ断熱的に継続する。PCCI燃焼からのエネルギーのパーセンテージは、 NO_x およびススの排出を極小にして効率およびGIMEPを極大にするように調整することが

できる。この方法は、エンジンの過渡応答を改善する上で特に有効である。

【0118】FIG. 57は、この実施例の概略のエンジン構成を図示したものであり、センサ120、コントローラ122、ダイレクト燃料インジェクタ124、ポート燃料インジェクタ126、キャブレタ128およびスパーク・プラグ131を備える。このエンジンは、各種の方法を使用して始動することが可能であり、それには直接燃料噴射および圧縮点火；直接燃料噴射およびスパーク点火；ポート燃料噴射およびスパーク点火；および、PCCIモードでの直接始動が含まれる。コントローラは、1ないし複数の燃料噴射量、燃料噴射レートおよび直接噴射イベントのタイミングをコントロールする。また、コントローラは、PCCI燃焼プロセスにおいて燃焼される燃料のパーセンテージもコントロールする。燃焼の定圧部分ではチャージの体積が増加することから、チャージの内部温度が上昇する。この温度上昇は、通常PCCI燃焼の結果としてもたらされるCOおよびHCの排出を下げる補助となる。

20 空気／燃料混合気の自己点火特性

燃焼の開始および持続をコントロールするさらに別のストラテジーは、空気／燃料混合気の自己点火特性の変更である。空気／燃料混合気の自己点火特性は、空気、酸素、窒素、オゾン、二酸化炭素、排気ガス等の気体を、たとえばインジェクタ42を使用して好ましくは使用しているポート等の吸気系に噴射し、あるいは、たとえばインジェクタ40を使用してシリンダ内に直接噴射して燃焼の開始および燃焼レートに関するコントロールを得ることによって、コントロールすることができる。

30 【0119】出願人らは、空気／燃料混合気に反応化学種を添加し、燃焼プロセスに及ぼす影響を調べた。1つの研究は、当量比0.3、BDC温度389K、BDC圧力3バルとし、燃料にプロパンを使用して実施された。圧縮比は14.5であり、エンジンの回転速度は1800RPMであった。使用したエンジンの幾何学形状は、CumminsのCシリーズ・エンジン用のものである。窒素、酸素、および燃料のモル分率はそれぞれ0.711、0.216、および0.0123とし、すべてのケースで一定とした。添加した反応化学種のモル分率は、すべてのケースについて0.000411とした。調査した反応化学種は、 H_2 、 H_2O_2 、 OH 、 CO 、 O 、 HO_2 、 H 、および O_3 である。FIG. 32に、温度対クランク角度のグラフを示す。COおよびH2については、SOCの進みがクランク角度にして0.5度に満たないが、これら以外のすべての化学種については、SOCが大幅に進められ、 O_3 (オゾン) では、SOCにおける最大の変化が見られた。つまり、わずかな濃度のもっとも一般的なイオン基によってSOCに著しい変化を生じさせることができることになる。

40 【0120】以上から出願人らは、非常に少量のオゾン

の添加によりSOCを大幅に進めることができると判断した。また出願人らは、実質的にすべてのオゾンが燃焼プロセスによって使用され、添加オゾン量を増加するに従ってSOCにおける変化が縮小することを明らかにした。具体的には、FIG. 33に、オゾンの添加によるSOCの進みへの影響を示す。燃焼イベントの開始は、温度の上昇によって表される。さらに出願人らの研究によれば、天然ガス、プロパンおよびディーゼル燃料を使用するPCCIエンジン、したがってHCCIにおけるSOCを進ませるために、オゾンを使用できることが明らかにしている。このように広範にわたる燃料に関してSOCを進ませる効果をオゾンが有することから、出願人らは、ガソリンおよびアルコールを始めとする、酸化燃料を含めたその他の炭化水素燃料についても同様な効果が得られると予測している。出願人らはまた、従来型のディーゼル・エンジンの吸気に O_3 を添加しても、わずかな効果しか得られないことを確認した。

【0121】オゾンの添加がSOCに大きな影響を与えることを考えると、PCCIエンジンにおける燃焼を有利にコントロールするいくつかの方法においてオゾンを使用することができる。第1に、異なる量の O_3 を吸気ポートに添加することによって、1筒、数筒、あるいは全筒のシリンダのSOCを調整することができる。第2に、吸気への O_3 の添加は、PCCIエンジンおよびディーゼル・エンジンの低温始動の補助に使用することができる。第3に、エンジンの排気に O_3 を添加すれば、触媒の点火を早めることが可能になり、触媒使用スパーク点火エンジン、ディーゼル・エンジン、およびPCCIエンジンにおける低温始動時の排出の著しい低減が期待できる。 O_3 は、単純な電子化学反応を通じて「エンジン上で」生成することができる。市販されているオゾン発生器もある。また、ディーゼル・エンジンの場合、吸気に O_3 を添加することによって点火遅延を小さくすることもできる。これは、予混合燃焼の細分を低減し、 NO_x 排出を減らし、ノイズを下げる。

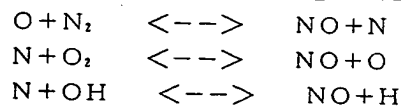
【0122】出願人らは、プロパンを使用して動作するPCCIエンジンの自己点火の改善にオゾン(O_3)が使用可能であることを明らかにした。希薄混合気燃焼スパーク点火(SI)エンジンの吸気に O_3 を添加すると、希薄混合気の限界が著しく上げられると推測される。この効果は、希薄混合気動作が NO_x 排出を抑えることから、非常に都合がよい。 O_3 の添加を通じて希薄混合気SI燃焼を加速することにより、BSFC- NO_x のトレードオフが改善される。このBSFC- NO_x のトレードオフは、より高い有効膨張比によっても改善される。出願人らは、希薄混合気の限界近傍においては、炎の前面における燃焼イベントが、反応体を点火するに十分な程度まで反応体を加熱するだけとなることから、 O_3 の添加が希薄混合気の限界を広げることになると考えている。オゾンによる自己点火温度の低下は、希

薄混合気の限界を広げる。

【0123】出願人らは、酸素濃度の増加がSOCを進めることを示した。吸気チャージにおける酸素富化がSOCをわずかに進め、オゾン発生器の排気口におけるオゾンのパーセンテージが、吸気口の酸素濃度の増加に伴って増加することから、オゾンと酸素富化を組み合わせ使用し、さらにSOCを進めることができる。酸素富化は、選択性半透膜またはその他の手段を用いて達成可能である。また、オゾンと触媒を組み合わせ使用し、PCCIエンジン、または従来型のスパーク点火エンジンもしくはディーゼル・エンジンからのUHC排出を低減することもできる。その場合、オゾンを暖かい排気に添加して排気の温度を上昇させ、それによって触媒の効率を向上させる。さらに、オゾンをタービンの吸気口の手前で添加すれば、タービンの吸気口の温度が上昇し、エア処理の問題が緩和される。

【0124】これらの結果に基づけば、オゾンを効果的に使用しディーゼル・エンジンの始動を補助することができる。エンジンは、非常に早期に一部の燃料を噴射することによって始動することができる(これは、共同噴射システムによって容易に達成できる)。吸気および/または圧縮プロセスの間に、吸気にオゾンを添加するか、シリンダ内でそれを生成し、早期に噴射された燃料(BTDC 60度またはそれ以前)を極めて点火しやすくする。その後TDC近傍でさらに燃料を(高温燃焼生成物の中に)噴射するが、その点火は容易に行われる。非常に早期に噴射する燃料が適度に少量であり、過剰に高いシリンダ圧を招くほど十分な燃料ではないことから、点火が早すぎることも問題とはならない。結局、特別なSOCコントロール・システムは必要なくなる。

【0125】ディーゼルの低温始動の補助にオゾンを使用するためには、ディーゼル燃料のパイロット噴射が必要になる。自動車用スパーク点火エンジンについては、排気バルブが開く直前にオゾンを排気もしくはシリンダに添加し、排気の温度を上昇させる。オゾンは、 O_3 とOに分解され、Oは、発熱反応の反応レートを促進し、それによって排気温度が上昇する。これは、触媒のウォームアップを補助し、低温始動時の未燃炭化水素を低減する。オゾンをエンジンの排気に添加すれば、酸素(O)原子の濃度が増加し、その結果 NO_x 排出が下がる。ここで、次に示す拡張ツェルドビッチ・メカニズムにおけるO原子の存在に注意されたい。



自由酸素原子は、拡張ツェルドビッチ・メカニズムにおけるNOの形成に重要な役割を有する。

【0126】PCCIモードからSIモードへの移行およびその逆の移行は、オゾンによって容易になる。例：エンジンがPCCIモードにおいて軽負荷で動作してい

る。オゾンを使用してSOCのコントロールを開始する。この量のオゾン添加は、IMTを著しく変更した場合に匹敵する。SIモードに切り替えるため、オゾン添加を中断する。この結果、IMTが低すぎて自己点火をサポートできなくなる。可能性としてはポート燃料噴射または直接燃料噴射を使用して、当量比を安定したスパーク点火動作のサポートに充分な値まで増加する。その後、適切なポイントにおいてスパーク・プラグをスパークさせる。

【0127】酸素濃度の増加はSOCを進めるが、出願人らは、20.7パーセントから21.65パーセントへの酸素富化によって、SOCがわずかにクランク角度にして1度しか進まず、20.7パーセントから23.7パーセントへの酸素富化によってもSOCの進みが1.5度に満たないことを確認した。つまり、吸気の酸素濃度を変更することによって、小さな範囲の燃焼のコントロールが得られる。これは、酸素（または酸素富化気体の混合気）を吸気に添加し、あるいは（たとえば半透膜を使用して）選択的に吸気エアから窒素を除去することにより達成される。出願人らは、吸気チャージ内の窒素のパーセンテージが78.6パーセントから80.6パーセントに増加すると、1800rpmにおいてクランク角度2度未満のSOCの遅延がもたらされることを明らかにしている。また、新鮮なチャージ内においては、これと同じパーセンテージのN₂の増加がF_{SN}O_xを下げ、燃料1Kg当たりのNO_xを0.144グラムから0.048グラムにすることが認められた。

【0128】燃焼プロセスに及ぼす酸素の影響を変化させる別の方法は、混合気をEGRによって希釈する方法である。そこで、イグゾースト・マニホールドからコンプレッサの吸気口にEGR系を連通させて研究を行った。EGRがアフタークーラーの上流で混合されることから、またこの研究においてはアフタークーラーの出口の温度がコントロールされて一定に保たれていたため、EGRは、SOCにおける温度に著しい影響を与えていない。この研究の間、燃料レートおよびインテーク・マニホールド温度は一定に保たれた。EGRのレートを増加させると、イグゾースト・マニホールド圧が減少し、それによって、このターボチャージ・エンジンのエア・フローが減少した。燃料レートは一定であることから、これに従って吸気の当量比が増加した。当量比が増加したにもかかわらず、EGRの増加に従ってSOCが遅れたが、そのもっとも可能性のある原因としては、EGRの希釈効果が考えられる。このEGRの増加によるSOCの遅延は予測どおりであった。しかしながら、EGRレートが増加すると、COおよびHC排出もまた増加する。また、EGRレートを増加すると、シリンダ間におけるSOCの開きが増加した。同様な研究を、IMTの調整によりSOCを一定に保って行った。それにおいてもEGRのレートを増加させると、イグゾースト・マニ

ホールド圧が減少し、その結果エア・フローが減少した。燃料レートが一定であったことから、当量比が増加した。この場合、EGRレートを約7%から13%EGRに増加すると、シリンダ間のSOCの変動が急激に増加した。最終的には、当量比が増加しているにもかかわらず、SOCを一定に保つために、EGRレートの増加に伴ってIMTをさらに高くする必要が生じた。これは、EGRを増加したことによる吸気エアへの希釈効果に起因している。

【0129】空気／燃料混合気の自己点火特性を変更してSOCおよび燃焼の持続をコントロールする別のテクニックは、たとえば、オクタン価、メタン価またはセタン価が異なる2種ないし3種以上の燃料を使用して、チャージのオクタン価、メタン価またはセタン価を変化させる方法である。燃料供給は、燃料間の選択的切り替えを行ってもよいが、燃料を混合することもできる。このテクニックは、燃焼イベントを遅らせ、あるいは進ませることを可能にする。たとえば、自己点火が容易な燃料（オクタン価またはメタン価が低く、セタン価が高い）と、自己点火がそれより容易でない燃料を用いて（または高温で点火する燃料と低温で点火する燃料を使用することもできる）両者の混合をコントロールし、燃焼イベントの間の燃焼室内に存在する燃料の比を変化させることによって、点火タイミングおよび燃焼レートの直接コントロールを可能にする。FIG. 34に示すように、プロパン、オクタン、およびヘプタンは、SOCに関する効果が互いに極めて異なる。プロパン、エタン、または、その他エンジン潤滑オイル等の炭化水素といった、燃料の自己点火特性を変更して燃焼開始を進ませ、あるいは遅らせる燃料添加物の量をコントロールして使用することによって、同一の効果が得られる。当然なことではあるが、その他、燃料のオクタン／メタン価、もしくは燃料の活性化エネルギーを変化させる任意の方法を、燃焼の進み／遅れのコントロールに使用することができる。出願人らは、燃焼の開始がオクタン価に非常に影響されやすいと判断した。この効果は、インテーク・マニホールド温度とは独立している。さらに別の研究においては、オクタン価を80から100に上げることによって、燃焼開始が約7度遅れた。

【0130】多気筒PCCIエンジンにおいて、個別のシリンダの燃焼を直接コントロールすることは、燃焼の向上を達成する上で決定的となる。これまで述べた気体／液体、たとえば燃料、オゾン、オイル、水等のほとんどがSOCおよび／または燃焼レートに大きな影響を有することが明らかになったことから、PCCI原理で動作する多気筒エンジンにおけるシリンダ間の燃焼を都合よくバランスさせるために、これらの添加物を使用することができる。たとえば、反応性が高くない燃料、水、冷却前または冷却後の排気生成物、空気および／または窒素といった液体または気体の希釈剤を吸気エアに、ま

たはシリンダ内のチャージに直接噴射すれば、SOCを遅らせることができる。また、たとえば、より反応性が高い燃料、オゾン、オイルおよび／または酸素等をチャージに噴射すれば、SOCを進ませることができる。FIG. 1bは、多気筒エンジンにおけるシリンダ間の燃焼をバランスさせるためのシステムを一例で示している。このシステムは、1シリンダ当たり2タイプの燃料サプライ、つまり液体燃料を噴射するためのサプライ32および気体燃料を噴射するためのサプライ34を備え、燃料のポート噴射を使用してエンジンに燃料供給する。ここでは、燃料サプライ32および34から単一の流路を通して吸気ポートに燃料を分配するように図示されているが、これらの燃料サプライには、吸気ポートのそれぞれ異なる位置に接続された個別の供給路を備えることができる。液体燃料は、液体燃料の蒸発熱によって吸気チャージの温度を低下させる。TDC圧縮における温度、したがってSOCは、液体燃料と気体燃料の量を変化させることによってコントロールすることができる。また、これにおいて、液体の蒸発がポート内で生じるか燃焼間に生じるかは問題にならない。気体および液体燃料は、異なる状態で存在する同一の燃料、たとえばプロパンとすることも可能であり、また気体天然ガスと液体のガソリン、たとえばインドレン等の異なる燃料とすることも可能である。ポート噴射システムがシリンダ間で良好に分離されていることは重要であり、また順次（吸気イベントに対してタイミング調整された）噴射が必要になると考えられる。動作間、「止まりつつある」シリンダにはより多くの気体燃料が与えられ、「熱すぎる」シリンダにはより多くの液体燃料が与えられる。この方法を使用して、約20度の温度差を達成することができる。一方のサプライを潤滑オイルまたはオゾンとし、他方のサプライを点火しにくい、たとえばオクタン価の高い燃料とすれば、混合気に添加するオイルまたはオゾンの量を加減することによって、SOCを効果的にコントロールすることが可能になる。また、エンジンの潤滑オイル・サプライを使用することにより、あるいは動作間にエンジンによって生成されるオゾンを使用することにより、燃料／添加物サプライの追加を回避することができる。

当量比

SOCおよび燃焼の持続または熱発生レートのコントロールに有効に使用できることが出願人らによって明らかにされたもう1つのコントロール変数は、燃料／空気混合気の当量比 ϕ である。当量比は、燃料／空気混合気の比を正規組成の燃料／空気混合気比で除した値に等しい（ $\phi < 1$ であれば燃料が不足、 $\phi > 1$ であれば燃料が過多ということになる）。PCCIエンジンにおいては、速い燃焼が高いノイズを招き、効率を低下させ、ピーク・シリンダ圧を高くすることから、燃焼を遅くする必要がある。点火ポイントまたはその近くにおいて、燃料／

空気のチャージ全体に異なる温度および／または当量比を使用できれば、燃焼レートを遅くし、その結果燃焼の持続を延長することが可能になる。当量比は、シリンダへの吸気エア・フローを増加させずに、燃料フローだけを増加することにより、あるいは、その逆に吸気エア・フローを減少させることにより、増加させることができる。また当量比は、シリンダへの吸気エア・フローを減少させずに、燃料フローだけを減少することにより、あるいは、その逆に吸気エア・フローを増加させることにより、減少させることができる。シリンダに供給される燃料の量は、燃料コントロール・バルブ39、41および／または燃料インジェクタ35、36の動作を周知の方法でコントロールすることによって調整が可能である。エア・フロー・レートは、たとえば、コンプレッサ24の可変コントロールによるブースト圧の調整を通じて達成することができる。

【0131】当量比の下限値をテストするため、出願人らはエンジンの研究を実施し、許容可能なPCCI燃焼が極めて希薄な混合気によって得られるかという疑問を検証した。結果は、極端に希薄な当量比0.05において安定した燃焼が得られ、その一方で約30度にわたる熱発生の持続が得られることを示した。また、FIG. 35および36に示すように、当量比が増加すると、つまり空気／燃料混合気が濃くなるに従って、燃焼開始が進み、見掛けの熱発生（リリース）の持続の減少が見られた。FIG. 37に示されるように、熱発生イベントは、シリンダ温度の上昇から明らかになる。さらに、FIG. 38を参照すると、当量比が減少すると、つまり空気／燃料混合気が希薄になるに従って、見掛けの熱発生の持続が増加することがわかる。さらに出願人らは、4ストロークエンジンの場合は、当量比が高くなるに従って、ピーク・シリンダ圧およびGIMEPがともに増加することを明らかにしている。2ストロークエンジンについては、当量比の増加に伴ってGIMEPが増加すると判断される。

【0132】研究はさらに、PCCI燃焼において燃焼する燃料の量に対する当量比の影響の調査にも広げられた。結果は、当量比が高くなると、見掛けの熱発生として現れる燃料エネルギーのパーセンテージが、最初に増加した後、80%近傍で平らになる。熱伝達があることからこの数字は100%にならない。排出物質については、当量比が高くなると燃料固有炭化水素排出が減少する。加えて、当量比が高くなると、平均ノイズ・レベルが上昇し、GIMEPが増加する。平均ノッキング強度は、当量比の増加に伴って増加する。当量比が高くなると、GIMEPの変動係数(COV)として測定したサイクル間の燃焼の変動が一般に減少する。実際、GIMEPのCOVは、研究した条件に関しては、燃焼安定限界（この場合5%と定義）、すなわちCOVがこの限界を超えると安定性が許容不能となることが示される限界

の下側となった。

【0133】PCCI 燃焼における熱効率に対する当量比の変化の影響を調べる研究も実施した。この当量比の研究は、次のパラメータを整合させて行った。つまり、速度、IMT、IMP、エンジン・オイル温度、およびエンジンの水温である。当量比の増加は、エア・フローを一定に維持し、エンジンへの燃料フローを増加させることにより行った。燃料フローを増加すると、当量比が高くなり、当初はグロス表示熱効率が上昇したが、最終的には平らになった。エンジンの仕事出力は、より多くの燃料が燃焼することから、燃料フローの増加と関係して増加した。より希薄な当量比においては、無視できない量の燃料が未燃焼のまま残った。より高い当量比においては、燃焼した燃料のパーセンテージが上述のレベルで平らになり、追加の燃料投入によってエンジン出力がオフセットされることから、グロス表示熱効率の伸びが平坦になっている。

【0134】以上に加えて、圧縮行程の下死点から膨張行程のBDC（下死点）までのエンジンの動作について研究を行った。この研究において、圧縮比は14.5:1、エンジンの回転速度は1200RPM、BDC圧縮温度は389K、BDCの圧力は4.31バール、熱伝達はなかった。使用した燃料はプロパンである。当量比を可変とし、残りすべてのパラメータは一定に維持された。これにおいて当量比が0.15より低くなると、放出されるエネルギーのパーセンテージが徐々に小さくなることがわかった。このデータは、所定の温度および圧力に関して、混合気が完全燃焼する当量比の下限值が存在することを示している。また、0.15より低い当量比においては、FSCO排出が非常に高いことが明らかになった。このデータは、ここで使用した温度および圧力に関する限り、このように低い等量比において完全に燃焼する燃料がごくわずかな量になることを示している。これに加えて、当量比を0.05から0.4に変化させたが、FSHCの減少はわずかであった。つまり、燃料の反応のほとんどが、この当量比と無関係であることになる。さらに、当量比を増加させるとSOCの発生が早くなることも示されている。この研究から、当量比の増加に伴ってピークのシリンダ温度が漸進的に上昇し、使用可能なエネルギーの放出量も増加することが示された。ピーク・シリンダ圧（PCP）は、当量比の増加に伴って漸進的に上昇し、これからも使用可能なエネルギーの放出量が増加することが示される。当量比が0.18もしくはそれを超えると、実質的にすべての使用可能な燃料エネルギーが放出され、当量比の増加とPCPの増加の関係がほぼ直線的になる。

【0135】出願人らは、必ずしも望ましくはないが、IMPならびにIMTが十分に低く、ピーク・シリンダ圧の限界を超えないのであれば、たとえば0.5といった非常に高い当量比を用いてPCCI 燃焼を維持できる

ことを立証した。ただし、このように高い当量比を使用した場合、低いシリンダ圧を維持するために必要となる低いレベルのブーストならびにIMTにおいてエンジンを始動することは困難となろう。熱発生を大幅に進めると、ノッキングがうるさくなり、燃焼の粗さからこの条件下における動作は望ましいものではなくなる。CRを下げてSOCを遅らせることにより、これらの面が改善できる。

【0136】また、チャージの層化を変化させることによって、温度ならびに当量比の分布が変わり、燃焼レートおよび／または燃焼開始のコントロールが可能になる。補助燃焼室のコンセプトは、望ましい層化を達成し、それによって燃焼の開始に関する良好なコントロールを可能にするためのメカニズムとしてもよい。たとえば、一般に間接噴射（IDI）を採用する小型エンジン、および天然ガスを燃焼させる大型のスパーク点火エンジンに使用されている従来型の補助燃焼室設計とすることができる。

【0137】最適PCCI 燃焼のために望ましい希薄条件の下に動作させるためには、実質的なエア・フローを、インテーク・マニホールドに供給する必要がある。ターボチャージャを備え、多気筒PCCI エンジンに求められるエア・フローを確保することもできる。出願人らの当初の目標は、当量比0.40以下の達成であった。出願人らが示すFIG. 39を参照すると、当量比が0.29より小さくなると、利用可能なターボチャージャのコンプレッサ圧力比限界が守られなくなることがわかる。出願人らは、希薄な当量比においてはタービン圧力比が非常に高くなると判断した。結果的にイグゾースト・マニホールド圧が非常に高くなり、高いBSFCをペナルティとして払うことになる。PCCI 燃焼によって生成される排気の温度が比較的低いことから、非常に高いイグゾースト・マニホールド圧をもたらす非常に小型のタービン・ケースが必要になる。

【0138】出願人らは、当初の目標よりわずかに希薄な条件の下に動作させる方が望ましいと判断した。0.4より低い当量比において、より小型のタービン・ケースを使用してコンプレッサ圧力比ならびにイグゾースト・マニホールド圧比を下げたが、FIG. 40に示すようにBSFCにおいて高いペナルティが生じている。FIG. 41および42を参照すると、小さいタービン・ケースと高いBSFCの組み合わせが、より高いPMEPの損失を招くことがわかる。また、タービン・ケースを小型にすると、ローターの速度が格段に高くなり、実際、FIG. 43に見られるように、ローターの速度限界近くまで達してしまう（ローターの速度限界は120kから125kまでの範囲）。出願人らは、使用するタービン・ケースのサイズには、高い背圧およびローターの速度限界への到達に伴って招かれる損失に起因する、最小限界が存在することを発見した。

【0139】高い背圧およびローターの速度限界に伴うこの問題を回避するための1つの可能性のある解決策は、機械的に駆動されるスーパーチャージャをターボチャージャと組み合わせて使用することである。スーパーチャージャは、コンプレッサの上流に備え、タービンによるブースト圧の負担を軽減する。スーパーチャージャがシャフトから仕事量を吸い上げることから、ある程度のBSFCを犠牲にすることになるが、このBSFCペナルティは、非常に小さなタービンがもたらす非常に高いBSFCペナルティと比べれば小さい。スーパーチャージャがシャフトから機械的に駆動されることから、まったく問題なく望ましいエア・フローを得ることができる。これによりタービンにある程度大きくすることが可能になり、速度限界に達することもなくなれば、極端に高い背圧を有することもなくなるはずである。

【0140】出願人らは、SOCに対するエンジン速度の影響についても調べた。自己点火の時間は、温度ヒストリおよび圧力ヒストリに依存する。エンジン速度を変化させると、これらのヒストリも変化する。エンジン速度を下げることににより燃焼イベントを進ませること、またその逆にエンジン速度を上げることににより燃焼イベントを遅らせることが可能である。具体的には、エンジン速度を1000から1750まで75%増加させると、燃焼圧力の開始において1.5%の増加が観察され、燃焼温度の開始において2.8%の増加が見られる。加えて、75%のエンジン速度の増加は、熱発生レートの持続を0.81ミリ秒短縮したが（わずか23%の減少）これは、クランク角度にして1.7度の熱発生持続の増加（わずか8%の増加）に対応する。SOCに対するエンジン速度の影響がこのように微小であること、および多くの実際的なエンジン応用においてエンジン速度を効果的に変更することが不可能であることを考えると、エンジン速度を有効な燃焼コントロール変数と見ることはできない。しかしながら、燃焼に関するある種のコントロールの提供にエンジン速度を使用できる一例として、直流発電機または交流発電機へのエンジンの応用が挙げられる。

【0141】これまで述べたように、前述のコントロール変数は、SOCおよび燃焼の持続をコントロールして最適PCCI燃焼を達成するために使用される。効率的かつ最適な燃焼が重要であるとする理由の1つは、それによって排出物質が低減されることである。出願人らは、FIG. 44に示すように、PCCIエンジンが、過去にディーゼル・エンジンならびに天然ガスエンジンを使用して出願人らが立証したNOx排出レベルを優に下回るNOx排出レベルを達成可能であり、またそれが将来の排出基準も優に下回ることを明らかにした。

【0142】出願人らはまた、PCCIエンジンの排出に対するコントロール変数およびその他のファクタの影響についても調べた。エンジン速度は、NOx排出の量

にほとんど影響を及ぼさない。エンジン速度を75%増加するとFSNOxが約3倍になるが、生成されるNOx排出レベルは極めて低いレベルを維持した。また、当量比を高くすると、概して燃料固有NOxが増加するが、それでもなお極めて低い排出レベルが維持されている。出願人らは、FIG. 45を参照し、エンジン速度がFSCOならびにFSHC排出により大きな影響を与えると判断した。ここに示されるように、特定の臨界速度以下では、実質的にすべての燃料が燃焼し、FSCOおよびFSHCがともに低い。この臨界速度の直後から、燃料の部分燃焼が生じるようになり、FSCO排出が高くなる。エンジン速度をさらに続けて増加すると、燃焼する燃料のパーセンテージは継続して下降し、結果的にFSCO排出の低下をもたらす。これらの排出は、BDCの温度が変化すればそれに応じて変化する。FIG. 46を参照すると、非常に低い温度では、ほとんど燃料の燃焼が得られず、高いFSHC排出を招いていることがわかる。こういった低温では燃料の燃焼がまったくないことから一酸化炭素の生成もない。温度が上昇すると、燃焼する燃料のパーセンテージも高くなり、一酸化炭素の生成を増加し、FSHCを下げる。最終的に、特定の臨界温度において、すべての燃料が完全燃焼し、非常に低いFSHC排出およびFSCO排出をもたらす。実際、FIG. 47に出願人らが示すように、燃焼終了火炎温度が1600Kを超えているすべてのデータ・ポイントは、許容可能なCO排出を有する。なお、望ましいCOの酸化を得るためには、高温およびヒドロキシル基(OH)が重要であることが明らかになっている。重要なことは、当量比が高くなると、燃料固有COが減少する一方で、排気におけるCO₂濃度が高くなることである。1つの研究においては、当量比<0.2において得られたすべてのデータ・ポイントが、EPA（米国環境保護局）によるCO限界を超えるCO排出を有していた。

【0143】当量比が高くなると、燃料固有HCが減少する。未燃焼炭化水素の低減がPCCIエンジンの商品化に不可欠なことから、未燃焼炭化水素(UHC)がPCCIにとっての1つの主要検討事項となることは明らかである。出願人らは、UHCおよびCOが、燃焼室を形成する構成要素に含まれる小さい凹部、すなわち最上端のピストン・リング上側のピストンとライナの間隙；シリンダヘッドと・シリンダライナの間；およびシリンダヘッドにマウントされている各種構成要素の周りにおいて生成されると判断した。これらの凹部内に入った混合気は、これらの凹部に阻害されてHCの燃焼およびCOの酸化に必要な充分に高い温度まで上昇しない。たとえば、出願人らは、異なる凹部容積を有する類似のピストンによって、異なるUHCレベルがもたらされることを明らかにしている。出願人らの研究によれば、最上端のピストン・リング上側の凹部を小さくすると、PCCI

I エンジンからのHCおよびCOが減少することが明らかになった。同一の圧縮比および実質的に同一の幾何学形状を有する2つのピストンにおいて、ピストンの上面近くにピストン・リングを備えたピストンの方が、HC排出ならびにCO排出が著しく低くなった。具体的に出願人らの研究において、最上端のピストン・リング上側の凹部をクリアランス容積の5.6%からクリアランス容積の1.6%に下げたとき、F S HCが約25%下がり、F S CO排出が40%下がった。

【0144】排出の減少が生じる理由は、PCCIエンジンの場合とスパーク点火エンジンの場合で異なる。スパーク点火エンジンの場合、炎前面が小さい凹部まで伝播することは不可能である。したがって、スパーク点火エンジンにおいては小さい凹部内に入った燃料が燃焼しない。PCCIエンジンの場合は、小さい凹部内に入った燃料の温度が低すぎて自己点火しない。さらに、PCCIエンジンにおいてはガス塊の温度が低く、膨張行程の間に凹部から出ていく燃料は温度の低いガス塊に合流することになる。つまり、当初から凹部に入っていた燃料が自己点火に充分な、あるいは完全燃焼に充分な温度に至ることはほとんどない。したがって、HCおよびCO排出レベルが高いままとなる。このようなことから、凹部容積を最小にする幾何学形状が高く望まれる。

【0145】本件PCCIエンジンは、いくつか考えられるUHCを最小化する設計の1つを含ませることができる。本件の凹部を最小化した設計は、凹部容積を小さくし；存在する凹部内への燃料の入り込みを回避し；あるいは凹部内の混合気を適切に燃焼させる。FIG. 48aおよびFIG. 48bは、ポート式2ストローク・エンジンにおいてもっとも容易に具体化できる設計を示す。FIG. 48aを参照すると、一実施態様においてエンジンはヘッドおよびライナを一体化したシングル・ピースの部材300を有しているが、2ピース構成でも使用できる。再上端リング302の直上(TDCにおける位置)でボア304を増加させて、ピストン308上端のランド部306周囲の凹部を排除している。また、バルブおよびガスケット等を使用しないシングル・ピースであることから、シリンダヘッドには凹部が存在しない。

【0146】FIG. 48bは、凹部を最小化した設計の第2の実施例であり、同様にヘッドおよびライナを一体化したシングル・ピースの部材310を備える。しかしながら、この実施例においては、ピストン312が非常に大胆なカットバック314を備え、上端のランド部とライナの間に形成される凹部容積316が拡張されている。この凹部容積316は、十分に大きく、このエリアの燃焼を消火することがないためこの部分に入った燃料も燃焼し、その結果UHCが減少する。FIG. 49は、さらに別の実施例を示しており、これにおいてはエンジンのシリンダヘッド322にカップまたはチャンバ

320が形成されている。そこには燃料インジェクタ324が備わり、圧縮行程の早い時期にカップ320に燃料の直接噴射が行われる。カップ320に空気が押し込まれることから、燃料はカップから出ない。圧縮点火の発生後、生成物は、カップ320とメイン・シリンダ328の間の比較的広い通路、つまりスロート326を通る。燃料は、カップ内に流れ込むエアの乱流によって十分に混合される。カップ内には凹部がなく、燃焼が完了するまで燃料がカップから離れないため、UHCが極めて低くなる。カップを断熱被膜でコーティングすることは容易であり、それによってカップからの熱損失を減らすことができる。

【0147】FIG. 50aおよびFIG. 50bに、4ストローク・エンジンの場合のカップ・デザインを示す。ヘッド334に形成されたカップ332の周囲には、排気および吸気バルブ330が配置されている。カップ332は、FIG. 50aに示すように燃焼室336の直上に備えることもできるが、FIG. 50bに示すようにオフセットさせれば、バルブ330の配置スペースに余裕ができる。別の可能性としては、小型の補助バルブをカップ内に備え、カップからの生成物の排出をより効率的に行う。このバルブは、メインの排気バルブが開いた後に開くことができるため、カップ内の補助排気バルブを高圧に抗して開く必要はない。その場合、補助排気バルブを電子的に動作させることができる。このバルブの開閉タイミングは、残留物の質量分率の可変に使用可能であり、したがって、この補助バルブを使用してSOCをコントロールすることができる。なお、シリンダヘッドおよび対応する凹部を回避することにより、実質的に凹部を減少させる目的で、前述した対向ピストン・エンジンを使用することもできる。

【0148】ここでFIG. 1aを参照すると、排出物を低減する本発明の別の実施例が開示されている。具体的には、この実施例はシリンダ・ライナ49の上部を加熱することによって、凹部内のチャージの酸化を促進し、UHCおよびCOをコントロールする。このため、ライナの上部にヒータ51が組み込まれている。ヒータには、電気抵抗ヒータ等、効果的に熱を生成し得るものであれば任意のタイプのものが使用できる。ヒータはピストンがTDCに近づくと、最上端ピストン・リング上側の凹部内のガスを加熱する。この加熱は、ガスの濃度を下げ、凹部内に残るチャージの質量を小さくする。凹部から逃げたチャージの温度はこの加熱により高くなっており、このためそれが反応する傾向が高く、COおよびUHCの代わりにCO₂が生成される。

【0149】さらに、凹部容積の大部分の燃焼を可能にすることによって燃焼ガスからの排出物を低減するために、グロー・プラグを使用することもできる。グロー・プラグがSOCにわずかな影響しか及ぼさないことは、出願人らによって確かめられている。グロー・プラグを

オンにしてもSOCにわずかな変化しかもたらされないことから、グロー・プラグが燃焼を開始するとは考えられない。スパーサ・プレート内に配置されたグロー・プラグがオンになると、凹部容積内のガスを漸進的にウォームアップすることの方が可能性としては高い。この温度上昇は迅速な燃焼の開始をスピードアップするために充分であり、グロー・プラグをオンにしなかった場合より多くの燃料が燃焼し、その結果GIMEPがわずかに上昇する。

【0150】本件のエンジンは、FIG. 1aおよびFIG. 1bに示したように、動作条件または特定の応用における必要に応じて動作モードを切り替えるマルチモード・エンジンとして動作させることもできる。たとえば、このエンジンは、ディーゼル燃料のみを使用して動作する従来型のディーゼル・エンジンとして、従来型のディーゼル・エンジンに比べて圧縮イベントの早い時期にディーゼル燃料を噴射する改良ディーゼル・エンジンとして、スパーク・プラグ56 (FIG. 1a) を使用するスパーク点火エンジンとして、あるいはPCCIエンジンとして動作させることができる。このタイプのスパーク点火/圧縮点火DI (直接噴射) 圧縮比可変エンジンは、低排出、高出力密度、および始動容易性を合わせ持つ。

【0151】このエンジンは、エンジンの現在の動作条件/ニーズに応じて次に示す各種のモードで動作する。

【0152】1) 中圧縮比 (約10:1)、早い噴射 (吸気行程または圧縮行程の非常に早い時期)、ほぼ均質:

a) 全体的に希薄な混合気、スパーク点火 - 低NOx、高ブレーキ平均有効圧力 (BMEP) の動作を始め、中BMEPの動作を提供する。

b) 正規組成混合気、スパーク点火 - 高NOx高BMEPの過渡的動作を始め、3ウェイ触媒を用いる低NOxの動作を提供する。

2) 高圧縮比 (約15:1)、早い噴射、ほぼ均質、非常に希薄 ($\phi < 0.5$)、圧縮点火 - 非常に低いNOx、中BMEPおよび低BMEPの動作を提供する。

3) 高圧縮比 (約15:1)、遅い噴射、層化チャージ:

a) スパーク点火 - 中NOx、中BMEP、スロットリングなしの動作および低BMEPの動作を提供する。

b) 圧縮点火 - 中NOx、中BMEP、および低BMEPのスロットリングなしの動作を提供する。

4) 低圧縮比 (約8:1)、早い噴射、ほぼ均質、スパーク点火:

a) 希薄燃焼 - 非常に高いBMEPの動作を提供する。

b) 正規組成 - 非常に高いBMEPの動作を提供する。

5) 中圧縮比 (約10:1)、遅い噴射、層化チャージ、スパーク点火 - 中NOx、中BMEP、および低BMEPおよび高BMEPの動作を提供する。

6) 非常に高い圧縮比 (約20:1)、希薄燃焼、早い噴射、ほぼ均質、圧縮点火 - エンジンをPCCIモードで始動することができる。

【0153】ここで鍵となることは、可変圧縮比を完全に利用することである。エンジンの始動は、低圧縮比においてスパーク点火を使用して行い、その後、低NOxを得るために高圧縮比の希薄なPCCI動作に移行する。あまり過酷でない (たとえばそれほど冷えていない) 条件下では、非常に高い圧縮比を使用するPCCI動作から直接始動してもよい。低および中負荷においては、最適クランク角度近傍での燃焼開始が維持されるように圧縮比を調整し、PCCIモードにおいてエンジンを動作させることができる。負荷が高いときは、空気/燃料の比を濃くし、圧縮比を下げ、スパーク点火でエンジンを動作させることができる。突発的な過渡状態に対処するためには、エンジンの動作モードを、遅い噴射を使用するモードの1つに設定し、エンジンのダメージを招くことなく濃い空気/燃料の比を使用できるようにする。

【0154】マルチモード・エンジンにおいては、ECU20 (FIG. 1) が、エンジンの各種機能をコントロールし、各種の目的を達成するためにエンジンのモードを効果的に切り替え、そのモードでの動作を得るためのコントロール・ストラテジーを実行する。たとえば、このマルチモード・エンジンは、PCCIモードにおいて低NOx排出を達成し、高圧縮比またはスパーク点火を使用するモードにおいて容易な始動性を達成する。加えて、このエンジンは、低圧縮比のスパーク点火モードに切り替えることによって、高シリンダ圧、高BMEPを達成することができる。また、このマルチモード・エンジンの動作モードを、遅い噴射を使用するモードに切り替えれば、圧縮比を迅速に調整することによって層化チャージが得られ、安定した燃焼がもたらされる。さらに、高圧縮比、PCCI動作および、スロットリングを必要としない層化チャージ動作を使用することにより、優れた熱効率が得られ、燃料消費を効率的にコントロールすることが可能である。この動作では、PCCIから遅い噴射、層化チャージに切り替え、急激に混合気を濃くすることによって過渡応答が向上する。このマルチモード・エンジンは、希薄PCCIもしくは層化チャージまたは低圧縮比、希薄燃焼もしくは正規組成条件において効果的に動作させることにより、効果的にノッキングを最小化し、それによってノッキングのダメージを最小化することができる。当然のことながら、このエンジンは、PCCI動作の間、たとえば前述したように温度および/または当量比および/または圧力および/または空気/燃料混合気の自己点火特性を変えることにより、

燃焼開始を効果的にコントロールすることができる。また、このエンジンを、ガソリンあるいはディーゼル燃料といった各種の燃料を使用して動作させることも可能である。

【0155】もう1つの動作モードは、二重噴射モードであり、これにおいては早い噴射がPCCI動作の希薄なチャージの生成に使用される。その後、遅い噴射において少量の層化した燃料を追加し、それによりスパーク点火または圧縮点火による残りの燃料の点火を補助する。このモードは、ディーゼル・パイロット動作に類似しているが、異なるモードに移行する間、もしくはエンジンを始動する間に限って使用される。出願人は、ディーゼル・パイロット動作が排出物に及ぼす影響を調査した。FIG. 51は、プロパンで動作するPCCIエンジンに量を3とおりに変えてディーゼル・パイロット噴射を行った場合の正規化熱発生レート対クランク角度の関係を示したグラフである。0.1%の微少パイロット噴射では、良好な熱発生位置が得られ、FSNO_xにおいて測定可能な増加は生じていない。燃料エネルギーの3.6%を供給すると評価された量のディーゼル・パイロットにおいては、前述のケースと実質的に同じ形状の熱発生曲線が得られた。しかしSOCは、低いIMTおよび一定の当量比にもかかわらず、0.1%の場合よりわずかに進んでいる。また、0.1%の場合に比べてFSNO_x排出が増加し、0から3.9g/kgとなった。残る1つの曲線は、燃料エネルギーの約18%がディーゼル・パイロットからもたらされる場合の熱発生を表している。熱発生レートの曲線の形状は、伝統的なディーゼルの熱発生レートの曲線と同じであり、予混合燃焼のスパイクと拡散燃焼の領域から形成されている。また、少量のディーゼル・パイロットの場合に比べると、FSNO_x (15.3g/kg) およびFSHC (47.8g/kg) が極端に高い。

【0156】ディーゼル・パイロット噴射に関しては、パイロットからもたらされる燃料エネルギーのパーセンテージが増加すると、低いIMTおよび一定の当量比にもかかわらず燃焼開始(SOC)がそれに伴って進められる。早期に生じるこのSOCは、プロパンより早期に生じるディーゼル燃料の自己点火を原因とする。パイロットのパーセンテージが増加するに従って、圧縮行程のパイロットによる熱発生が増加し、サイクルの早い時期により高い温度が導かれる。温度が高くなると、プロパンに関係する化学反応レートが増加し、プロパンの自己点火を早める。このように、非常に少量のディーゼル・パイロットまたは微少パイロットを使用したとき、好ましくはこれを全燃料エネルギーの4%未満のとき、極めて良好なNO_xレベルおよび良好な熱発生位置が達成される。

【0157】出願人は、PCCI燃焼に関係するノイズのコントロールについても研究した。PCCI燃焼に

よって発生するノイズのレベルは、ノッキング強度と関連を有する。つまり、ノッキング強度が下がれば、ノイズも下がる。FIG. 4a、FIG. 4cおよびFIG. 6に示すように、たとえばSOCを遅らせることによってシリンダ圧を減少すれば、ノッキング強度が下がり、したがってノイズも下がる。本件のエンジンおよびコントロール・システムは、効率的かつ低排出のPCCI燃焼ならびに希望の出力を得るために必要なシリンダ圧を維持しつつ、過剰ピーク・シリンダ圧を回避することによって、ノイズを最小化する連続PCCI燃焼を可能にする。

【0158】本発明のコントロール・システムは、混合気の温度、圧力、自己点火特性および当量比を能動的に可変コントロールし、燃焼イベントが、BTDC 20度のクランク角度からATDC 35度のクランク角度までに発生することを保証する。このコントロール・システムは、各サイクルごとに、燃焼の発生または熱発生イベントの位置を示す信号を生成する燃焼センサ16、たとえば圧力センサを使用することによってこの機能を達成する。また、ECU 20は、センサ16から信号を受け取り、あらかじめ設定したクランク角度範囲内でSOCが発生しているか否かの判断、また、あらかじめ設定したクランク角度範囲内で燃焼が持続しているか否かの判断を行う。ECUが最適SOCを判定する従来の方法の1つは、ルックアップ・テーブルを使用する方法である。SOCおよび燃焼の持続があらかじめ設定したクランク角度範囲から外れるとき、ECU 20は、以下詳細を説明するように、調整のための1つないし複数の適切なコントロール変数を決定し、適切な信号22を生成し、選択した1つないし複数のコントロール・メカニズム、たとえば、エア・クーラー28、ヒータ30、グロー・プラグ44、燃料コントロール・バルブ39、41、圧縮比可変デバイス38等にそれを送信する。このコントロール変数は、PCCI燃焼の開始タイミングを、好ましくはBTDC 20度のクランク角度からATDC 10度のクランク角度までの範囲に維持するために、また燃焼の持続をクランク角度にして5度から30度までの長さに維持するために必要に応じて変更される。

【0159】出願人は、冷えたエンジンにおいて始動時からPCCI燃焼を使用しそれを維持するためには、シリンダ内の状態、たとえば温度および/または圧力を能動的にコントロールしなければならないと判断した。たとえば、ヒータ30および/またはグロー・プラグ44を使用して吸気エア温度を上昇させ、および/またはシリンダ壁面ヒータ51および/またはエンジン・クランク/潤滑オイル・ヒータを使用してシリンダ内壁面を加熱する。また、圧縮比可変デバイス38を使用して、シリンダ内の圧力ならびに温度を上昇させることもできる。始動性を向上するために有効な別のコントロー

10

20

30

40

50

ル機能は、インジェクタ 42 を使用して少量のオゾンを受吸エアに添加する方法、またはインジェクタ 40 を使用してシリンダ内にそれを添加する方法である。これに代えて、あるいはこれに追加して、一方の燃料サプライに高い自己点火特性を有する燃料、たとえばオクタン価の低い燃料を使うことも考えられる。さらに、エンジン始動の間は、エンジンをたとえばスパーク点火、二重燃料、またはディーゼル・エンジン等の非 PCCI エンジンとして動作させてもよい。これらのコントロールは、PCCI 燃焼を生じさせるために、各コントロール機能に 10 応じて単独もしくは組み合わせで、前述した原理に従って調整される。エンジンが始動すると ECU は、エンジンが動作している間を通して、センサ 16 から圧力信号等の燃焼データを受け取り、それによって燃焼の開始および燃焼の持続をモニタする。

【0160】エンジンのウォームアップが終了すると、温度ならびに圧力ヒストリに対する PCCI 燃焼の鋭敏性に 20 応じて、SOC および燃焼の持続が調整される。たとえば燃焼室壁面の温度、IMT、当量比、IMP といった多くのファクタにおけるわずかな変化が温度ならびに圧力ヒストリに影響を及ぼし、その結果、SOC および燃焼の持続に大きな変動がもたらされる。動作の間、本発明のコントロール・システムは、SOC および燃焼の持続を望ましい範囲内に維持すべく、前述した各種のコントロール・メカニズムを通じて、1 つないし複数の 30 コントロール変数、つまり温度、圧力、空気／燃料混合気の自己点火特性および／または当量比を変化させる。たとえば出願人らは FIG. 8 に示しているように、IMT を華氏 184 度から華氏 195 度上昇させることによって SOC を ATDC 5 度から BTDC 0.5 度 30 に進めることができる。また出願人らは、CR の増加がシリンダ内温度を上昇させることから、SOC を進ませるためにそれが使用できることを示した。たとえば、FIG. 21 を参照すると、当量比を 0.35、IMT を 380 K とするとき、CR を 14:1 から 22:1 に増加することによって SOC が ATDC 2 度から BTDC 1 3 度に進むことがわかる。さらに出願人らは、RMF の増加によるチャージ温度の上昇も SOC を進ませるために使用できることを示した。FIG. 16 に示すように、排気バルブの遊びを 0.025 インチから 0.04 40 インチに調整して RMF を増加すると、SOC が ATDC 6.4 度から ATDC 1.7 度に進む。チャージに対する熱伝達率は、それが能動的なヒータ・エレメントからのものであるか燃焼室壁面等の高温の表面からのものであるかによらず、SOC を進めることが示された。出願人らはまた、FIG. 11 に現れているように、燃焼室内に備えたグロー・プラグによっても効果が得られ、グロー・プラグをオフにした後、SOC が ATDC 0.6 度から ATDC 1.5 度 50 に遅れることを示した。出願人らは、FIG. 9 に示すように、燃焼室壁面の温度が

400 K から 933 K に上昇すると、SOC が ATDC 7 度から BTDC 1.4 度に進むことを確認している。

【0161】圧力コントロールに関しては、IMP の増加から SOC を進める作用がもたらされる。たとえば、FIG. 31c を参照すると、単気筒エンジンにおいて IMP を 52 psia から 57 psia に増加すると、SOC が ATDC 3.7 度から BTDC 1.5 度に進む。SOC のコントロールには、いずれもすでに説明した方法であるが圧縮比の変更あるいはバルブ・タイミングの変更といったシリンダ圧に影響を与える任意の方法が使用できる。

【0162】当量比に関しては、FIG. 38 に示されるように、出願人らは、エンジンに対する燃料フローを増加して当量比を 0.30 から 0.33 に増加することによって、SOC が ATDC 5.5 度から ATDC 2.0 度に進むことを示した。また空気／燃料の混合気の自己点火特性は、反応化学種の添加によって、さらには希釈によっても変化し、それを利用して SOC に影響を与えることができる。出願人らは FIG. 33 に示すように、チャージに対するオゾンの添加量を燃料 1 kg 当たり 0 から 36 g に増加することによって、SOC が ATDC 1 度から BTDC 12.5 度に進むことを明らかにした。別の研究では、ディーゼル燃料を使用して空気／プロパン混合気における SOC を開始するためのパイロット噴射を行い、使用するパイロットの量が SOC に影響することが確認されている。たとえば、パイロットの量を全燃料エネルギーの約 0.1% から 18% に増加すると、SOC が ATDC 2 度から BTDC 10 度に進む。さらに別の研究においては、アフタークーラーにより IMT を一定に保持しつつ、EGR を希釈剤として使用し、SOC を遅延した。FIG. 17 を参照すると、EGR のレートを 2.9% から 8.0% に増加することにより、SOC が ATDC 1.2 度から ATDC 4.2 度 30 に遅れることがわかる。出願人らは、たとえばオクタン価を上げることによる空気燃料混合気の自己点火耐性の増加が、SOC を遅らせるために使用できることを示した。また、出願人らは、オクタン価を 80 から 100 に上げると、IMT プラス再加熱が 311 K の場合に SOC が BTDC 14 度から BTDC 7 度 40 に遅れることを示した。

【0163】当然のことながら、これらのコントロール変数は、必要であれば上記の例と逆方向に調整し、SOC に関して上記の例と逆の効果を得ることができる。たとえば、IMT を増加して SOC を進める代わりに、IMT を減少して SOC を遅らせることができる。また、この種の変化の大きさは、望ましい SOC を維持するために必要に応じて増減されることになる。

【0164】出願人らは、燃焼または熱発生 50 の持続が、各種のパラメータの変化によって影響され得ることを明らかにした。SOC が遅らされると、熱発生 50 の持続が延

びる。たとえば、FIG. 8を参照すると、IMTを華氏195から華氏184に下げることによってSOCを遅延させると、持続期間が約6度から約24度に延長される。同様に当量比を増加すると熱発生が短くなる。出願人らは、温度および当量比の層化の程度を高くしたチャージによって、熱発生が伸びると考えている。しかしながら、温度もしくは当量比の層化の程度を測定することは困難であり、層化のレベルの定量化にはさらに研究を要する。

【0165】SOCおよび持続の間の関係を考えれば、SOCを遅らせる任意のコントロール・ストラテジーが持続期間を延ばすことは当然である。このコントロール・システムは、希薄燃焼条件を保証すべく当量比をコントロールしつつ、SOCおよび燃焼の持続を希望の範囲に維持することによって、NO_x排出を最小化する。また、本件のエンジン設計は、FIG. 48a~FIG. 50bに示すように、シリンダ内の凹部を最小化し、それにより未燃焼ガスを最小化することによって、UHCおよびCO排出も最小化する。

【0166】動作中はFIG. 1bに示すエンジンのシリンダ間における燃焼プロセスのバランスが、前述したように、SOCのコントロールに使用されるコントロール変数のいずれかを変更することによって調整される。ECU20は、各シリンダごとに提供されるセンサ16からの燃焼データから、それぞれのSOCおよび燃焼の持続を比較する。このデータにより1ないし複数のシリンダのSOCおよび/または燃焼の持続があらかじめ決定したクランク角度範囲を外れていることが明らかになると、ECUは、与えられた動作条件にもっとも効果的な1ないし複数の適切なコントロール変数を決定し、そのコントロール変数をコントロールするためのコントロール信号を生成してそのシリンダのSOCおよび/または燃焼の持続を望ましい範囲内に戻す。出願人らは、シリンダのバランス調整は、当量比のコントロール、混合気へのオゾンの添加、各シリンダの吸気ポートに関係付けられている独立したヒータのコントロール、デバイス38または可変バルブ・タイミングを使用する圧縮比の変更、パイロット噴射またはポート燃料噴射を介したオイルの添加、水のポート噴射および/またはこれまでに述べたEGRまたはRMFを調整するためのいずれかの方法によって、もっとも適切に達成されたと判断した。以上の、あるいはその他の形式の燃焼コントロールは、単独で、もしくは各種の組み合わせで使用し、燃焼のバランスのコントロールを向上させることができる。たとえば、前述した複数燃料/添加剤システムから提供される燃焼コントロールは、可変バルブ・タイミングおよび/または燃焼室表面温度の冷却、たとえばエンジン・クーラントまたはピストン冷却ノズルのコントロールを行うことにより向上させることができる。また、1ないし複数のグロー・プラグ44 (FIG. 1a)を使用す

ば、シリンダ間の燃焼バランスのコントロールを少なくとも部分的に達成し得る、廉価で容易な方法も得られる。各シリンダのEGRレートをコントロールし、燃焼品質をバランスさせることも可能である。

【0167】FIG. 58は、本発明の別の実施例であり、これにおいてはポンピング・シリンダ129の使用により圧縮点火エンジンの熱効率が改善される。この実施例は、特にPCCIエンジンに効果的である。空気または空気/燃料混合気は、2段階でパワー・シリンダ130に導入される。第1の導入段階は、1ないし複数のリード・バルブ132を介して概略大気圧において行われる。第2の段階は、熱交換器134を経由し、より高い圧力において行われる。ポンピング・シリンダ129は、熱交換器134を通じてほぼ一定容量の熱伝達を確保する。ポンピング・シリンダ129は、低い温度ならびに圧力で動作し、そのため複動式とすることができ、ポンピング・ピストンは、クランクシャフトから直接または間接的に駆動可能である。また、ポンピング・シリンダ129が低温低圧に置かれることから、安価で軽量の材料を使用してそれを構成することができる。ポンピング・シリンダ129内の温度が低い場合、ポンピング・シリンダの吸い込み効率は非常に高い。熱交換器は一方の側において吸気エアの新鮮なチャージを受け取り、他方の側においてエンジン・クーラントまたはエンジン・オイルを受け取る。熱交換器134の周囲に備わるバイパス・バルブ136は、吸気バルブが閉じているとき、チャージの温度をコントロールするために使用され、それによってPCCIエンジンの燃焼開始(SOC)をコントロールすることができる。ここで注意することは、タービン138のマスフロー・レートがコンプレッサ140のマスフロー・レートより大きいことである。これはPCCIに関連して生じるエア取り扱いの困難を最小にする。

【0168】FIG. 59a~59eは、FIG. 58に示した6気筒のパワー・シリンダ130を備えるエンジンのピストンの動きを図示したものである。ここには6気筒のパワー・シリンダおよびポンピング・シリンダ129が図示されているが、それより多くの数のシリンダまたは少ないシリンダを単一のポンピング・シリンダに組み合わせることは可能である。これにおいては、ミラー・サイクリング(吸気バルブの早期閉塞)を使用し、熱交換器を介したほぼ一定容量の熱添加を達成する必要がある。ミラー・サイクリングでは、膨張比が有効圧縮比より大きくなることから熱効率が改善される。このことからポンピング・シリンダ129は、他のシリンダと同じ押しのけ量を有することになる。

【0169】FIG. 59a~59eに示されるように、ピストンの動きは4ストローク・エンジンに有利なサイクル構成を考慮している。ほぼ一定容量の熱伝達を使用しないのであれば、吸気バルブが閉じたとき、導か

れるチャージの質量は同じ温度のそれより小さくなる。より大きな質量が導かれることから、同一の当量比に関して G I M E P が高くなる。ポンピング・シリンダ 129 は、ポンピング・シリンダの複動ピストン両側の圧力差がほぼゼロに等しいことから、実質的にそこでの仕事量がない。

【0170】高い G I M E P レベルを達成するため、最近のディーゼル・エンジンではターボチャージャが使用されている。スーパーチャージャをそれに使用することもできる。しかしながら、全体として見たときのターボチャージャの効率はわずかに 50% にすぎない。

$$\eta(\text{総合}) = \eta(\text{コンプレッサ}) \times \eta(\text{シャフト}) \times \eta(\text{タービン}) = 0.7 \times 0.95 \times 0.7$$

$$\eta(\text{総合}) = 47\%$$

同様に従来のスーパーチャージャの総合効率も約 50% である。

$$\eta(\text{総合}) = \eta(\text{メカニカル}) \times \eta(\text{コンプレッサ}) = 0.9 \times 0.6 = 54\%$$

さらに、スーパーチャージャの駆動力は最終的にエンジンから導かれ、その機械効率は約 85% である。ソニック効果をを使用したスーパーチャージャの場合は総合効率がこれより高くなる。

【0171】高い G I M E P と高い熱効率を求めることは互いに相いれない。高い排気温度および圧力は、ターボチャージャを駆動するために必要である。しかし、高い排気温度および圧力は、多くの排気エネルギーが利用されていないことを意味する。この排気エネルギーは、ターボチャージャによって非効率的に使用されることになる。さらに、高いイグゾースト・マニホールド圧は、吸気圧が一定の場合に B M E P を減少させる。同様に、スーパーチャージャは最終的にエンジンから駆動しなければならないため、スーパーチャージャを駆動することによってシャフトの仕事が減少される。ただしソニック効果を使用したスーパーチャージャの場合はその例外である。

【0172】内燃エンジンに必要なエアの量を減少させることが可能であれば、総合効率は高くなる。これは当量比 < 0.5、および 50% E G R を用いてエンジンを動作させることによって可能になる。

【0173】スパーク点火のディーゼルならびに P C C I エンジンは、この方法で動作させることができる。ただし、50% の E G R および 0.5 の当量比は、一例として示したものであり、これ以外の値の可能性を否定するものではない。F I G. 60 に示した実施例は、8 気筒のパワー・シリンダ J および複動ポンピング・シリンダ G を備えるが、これ以外の組み合わせも可能である。またこのエンジンには、ターボチャージャ T が備わるが、同様に、これと同じコンセプトをスーパーチャージャにも適用できる。

【0174】ポンピング・シリンダ G は複動式であり、

クランクシャフトから直接または間接的に駆動される。ポンピング・シリンダが比較的低い温度ならびに圧力で動作することから、安価で軽量の材料を使用してそれを構成することができる。また、ポンピング・ピストン両側の圧力差が小さいことから、その駆動に必要な仕事量は小さい。

【0175】このようなエンジン・サイクルを具体化するためには、2つの排気バルブが必要になる。F I G. 61 は、1本のシリンダに関してバルブ・イベントを図示したものである。一方の排気バルブは、排気を E G R として使用できるように振り分ける。他方の排気バルブは、排気をイグゾースト・マニホールドの方向に振り分ける。

【0176】F I G. 62 a ~ 62 e は、この実施例によるエンジンのピストンの動きを図示している。ほとんどの応用に関して、新鮮な空気と E G R の良好な混合が重要になる。P C C I エンジンの場合は、非常に希薄な混合気で動作し、排気温度が低いことから、コンプレッサを通るエアのマスフロー・レートを下げることが特に重要となる。F I G. 62 a ~ 62 e を参照するとわかるように、各シリンダは約 50% の E G R を使用して動作する。このため各シリンダは、すべての燃料を消費するに十分な酸素を確保するため、正規組成の希薄混合気で動作しなければならない。短い期間において高い G I M E P が必要になった場合は、バルブ F が開かれ、バルブ D が閉じられて (F I G. 60 参照)、バルブ B が開かれる。可変バルブ・タイミングを用いても、ここで論じたように E G R レートを調整することができる。

【0177】F I G. 60 においては、熱交換器 E をバルブ K と連係して使用し、チャージの温度を調整することができる。チェック・バルブまたはリード・バルブ C は、新鮮な空気が排気系に流れ込むことを防止する。ポンピング・シリンダ G は、適切な吸気口バルブ H および排気口バルブ I を備える。熱交換器 E は、チャージ・エア・クーラーとするか、それに代えてエンジン・クーラントまたはエンジン・オイルを使用し、二次流体としてそこに流してもよい。このエンジン・スキームは、望ましいようであれば、希薄燃焼 S I エンジンに使用することができる。ここで、50% の E G R が使用されることから、コンプレッサを通るエア・フローが 50% 未満となることに注目する必要がある。この結果、従来のエンジン構成に比べると、コンプレッサの駆動に必要な動力が小さくなる。50% の E G R を使用するということは、ディーゼルまたは S I バージョンのこのエンジン構成から排出される N O x も少なくなることを意味する。

【0178】ポンピング・シリンダ G のボアは、必ずしもパワー・シリンダと同じである必要はない。ポンピング・シリンダのボアを変えることによって、あるいはポンピング・シリンダが作用するパワー・シリンダの数を、50 変えることによってこのエンジン構成のミラー・サイク

リングが可能になり、より高い熱効率が達成できるようになる。また、ポンピング・シリンダの吸気口バルブHにおいてある程度のバルブ・オーバーラップが必要になることもある。さらに、マニホールドがコンプレッサの排気口に必要になることもある。

【0179】FIG. 60に示した実施例のエンジン・サイクルが有する新しい特徴の1つは、EGRと新鮮な吸気の圧力とは無関係にピストンがそれぞれを強制的に共にすることである。従来のエンジンにおいては、吸気圧の方が排気圧より高いとき、EGRを取り込むことが困難であった。FIG. 60に示したサイクルの場合、吸気圧または排気圧にかかわらず、ピストンから一定量の押しのけ量が得られる。EGRならびに新鮮な吸気の一定量の押しのけにピストンを使用することによって、従来型のエンジンよりパワー・シリンダの吸込み効率が高くなる。つまり、従来型のエンジンの場合に比べてより多くの質量がパワー・シリンダに入り込むことになる。この効果は、FIG. 60に示したエンジン・サイクルのGIMEP能力を高める。

【0180】出願人らの研究によって、EGRを使用しないで動作しているPCCIエンジンの場合、約0.55を超えて当量比を増加させると、NO_x排出が劇的に上昇することが明らかになった。FIG. 60に示したエンジン・サイクルにおいては大量のEGRの使用が可能であり、これによって0.5を超える当量比でPCCIエンジンが動作している場合にも、NO_x排出を下げられる可能性が生まれる。

【0181】FIG. 60に示した実施例のエンジン・サイクルが有する別の特徴は、構成要素の組み合わせ方法から、所定の吸気圧に関して、従来型のエンジン構成の場合より低い排気圧が得られることである。これにより、吸気行程ならびに排気行程の間のサイクルの「ポンピング損失」が低くなり、その結果、従来型のエンジンより高いBMEPがもたらされる。

【0182】FIG. 60に示したサイクルが有するさらに別の利点は、このエンジンがミラー・サイクルを使用して動作しているときに実現される。エンジン・オイル、クーラント、または排気から新鮮な吸気への熱伝達に熱交換器を使用した場合、熱効率が改善される。さらにPCCIエンジンの場合は、IVCにおける温度が上昇することから、ピーク・シリンダ圧が減少する。IVCにおけるこの温度上昇は、低い圧縮比を使用してなお、望ましいクランク角度で自己点火を達成することを可能にする。圧縮比が下がると、ピーク・シリンダ圧が下がり、シリンダにチャージするために必要な仕事量も減少する。さらに、EGRおよび新鮮な吸気の押しのけにピストンを使用することは、チャージの温度とは無関係に実質的に同一質量をパワー・シリンダに送り込むことになる。従来型のエンジンにおいては、吸気温度が上昇すると、導かれる新鮮なチャージの質量がそれに比

例して減少する。つまり、従来型のエンジンの場合、吸気チャージを加熱することが出力密度の減少を意味している。本件の場合にはミラー・サイクリングが使用されることから、膨張比が圧縮比より高くなる。このことは、チャージからより多くの仕事を引き出すことを可能にし、したがって熱効率が向上する。

【0183】本発明の別の実施例は、置換器350を備え、PCCIエンジンの燃焼開始(SOC)をコントロールする。置換器は、ピストンに類似のものであり、一般にスターリング・エンジンにおいて作動流体を冷たい領域から熱い領域に移動させるために使用される。この置換器は、1907年にオシアン・リングボン(Ossian Ringbom)に付与された米国特許第856,102に開示されている方法と類似の方法で動作し、本件出願においても当該特許の全内容を参照している。この特許に関しては、ジェームス・セネット(James Senet)によって著された「リングボン・スターリング・エンジン(Ringbom Stirling Engine)」と題した書籍が1993年に出版されており、参考文献として役立つ。

【0184】動作は次のようになる。FIG. 63は、圧縮工程のBDCにおけるエンジンのピストン352ならびに置換器350の位置を示している。置換器は、置換器ピストン354、置換器ロッド356およびストップ358を有する。ストップ358は、圧力 $P_{(s)}$ のガス・スプリングとして機能するガス・スプリング・チャンバ360内に配置されている。ストップ358の面積を $A_{(s)}$ 、置換器ロッド356の面積を $A_{(r)}$ 、シリンダ362の圧力を $P_{(cyl)}$ とすると、BDC近傍では $P_{(cyl)} > P_{(s)}$ であり、この位置の置換器に働く正味の力は、 $F_{(net)} = P_{(cyl)} A_{(r)} - P_{(s)} A_{(s)}$ となる。このポイントにおいては $P_{(cyl)} A_{(r)} < P_{(s)} A_{(s)}$ であることから、置換器に働く正味の力はFIG. 63の上方に向かう力となる。なおこの分析では、摩擦を無視していることに注意されたい。つまり、置換器350は、そのストロークの最上端もしくはその近傍に強制されることになる。グロー・プラグ264および/またはヒータ266は、それが備えられた近傍のガスを加熱する。このため置換器350は、グロー・プラグに適応した形状を有している。ヒータおよびグロー・プラグ近傍のガスは、基本的に直前のサイクルの残留ガスであり、メイン・シリンダは新鮮なチャージによって満たされている。圧縮行程のTDCもしくはその近傍においては、 $P_{(cyl)} A_{(r)} > P_{(s)} A_{(s)}$ となって置換器が下方に急激に強制され、FIG. 64に示すように、置換器下方の新鮮なチャージがヒータを通過してグロー・プラグ近傍の領域に流れ込む。つまり、置換器ロッド356のストップ358の先端は、圧力 $P_{(s)}$ (ガス・スプリングの圧力)を受け、摩擦を無視すれば、置換器350に働く正味の力が $F_{(net)} = P_{(cyl)} A_{(r)} - P_{(s)} A_{(s)}$ になる。

$P_{(CYL)} A_{(R)} > P_{(S)} A_{(R)}$ であることから、置換器に働く正味の力は下方を向く。また、 $P_{(S)} A_{(S)} > P_{(S)} A_{(R)}$ であることから、置換器が動き始めた後はさらに下方への動きが加速される。置換器が下方に動き始める前の新鮮なチャージの温度は、自己点火に必要な温度より低い。置換器が下方に移動した後は、新鮮なチャージがヒータ、グロー・プラグ、およびヒータならびにグロー・プラグ近傍の高温のガスならびに金属によって加熱される。これにより新鮮なチャージは、適切な時間内に自己点火に十分な値まで上昇する。新鮮なチャージの自己点火は、シリンダ内の温度および圧力を上昇させ、燃料のエネルギーが急激に放出される。

【0185】燃料のエネルギーが放出されている間、またはその後、エンジンのピストン352がBDCに向かって移動する。その直前もしくは直後に排気バルブが開き、置換ピストン354の面積を $A_{(D)}$ とすれば、 $P_{(CYL)} A_{(D)} < P_{(S)} A_{(R)}$ となって、置換器が上方に急激に強制され、そのストロークの上端まで移動する。置換器は、 $P_{(CYL)} A_{(D)} < P_{(S)} A_{(R)}$ であることから、排気の間を通じてそのストロークの上端にとどまる。再びグロー・プラグおよびヒータ近傍のガスならびに表面の加熱が行われ、上記のサイクルが繰り返される。

【0186】SOCを望ましいポイントに維持するために、ガス・スプリングが収められたチャンバ360内の圧力を必要に応じてコントローラにより変化させてもよい。また、コントローラを用いてヒータおよび/またはグロー・プラグから供給される熱量をコントロールすることもできる。コントローラは、SOCを決定する何らかの手段を有する。置換器のポジションを検出する手段をコントローラに備えることもできる。適切な設計においては、TDCからかなり遅れてSOCを生じさせることが可能になる。出願人らの研究によって明らかになっているように、PCCIエンジンの場合、これが燃焼の持続を延長する。遅延したSOCおよび長めの燃焼の持続は、望ましいことにピーク・シリンダ圧を下げる。この実施例のエンジンは、PCCIモードで動作する内燃エンジンとすることができる。

【0187】出願人らは、安定したPCCI動作を立証した。しかしながら、場合によってはエンジンを不安定なモードで動作させることが望ましいか、あるいはそれが必要になることがある。まず、定常状態条件においては、IMTの増加がSOCを進める。FIG. 53に示すように（シリンダ圧に基づく）累積熱発生トレースから導いたSOC信号に基づく閉ループIMTコントロールを使用し、出願人らは、本質的には安定でない定常状態条件の下にエンジンを動作させることに成功した。GIMEPおよびIMT対燃焼開始の関係をプロットしたFIG. 54を参照されたい。ここでは、当初SOCがTDCの充分手前で生じており、予想されるとおりIMTを下げてSOCを遅らせている点に注意が必要であ

る。ところが、SOCをTDCより大きくすると、IMTの曲線の傾きが正になる。これは、燃焼を遅らせるためには、さらに高いIMTが必要になることを意味する。しかしながら、あらゆる定常状態条件においては、IMTの上昇が燃焼を進めることから、不安定な状態が導かれる。ここで、エンジンが安定動作から不安定動作に遷移するポイントの近傍でGIMEPが最大となっていることに注意されたい。このことから、しばしば不安定領域において動作させると望ましいことがある。

【0188】たとえば、ある動作条件に関しては、最適タイミングが不安定領域にあると予想される。多くの条件においては、最適ポイントが不安定領域の極く近傍に存在し、エンジンの負荷ならびに速度の変化に応じて不安定領域に逸れる必要が生じることになる。

【0189】不安定な振る舞いの理由は、次のように説明できる。

— すでに論じたように、IMTの増加はSOCを進め、IMTの減少はSOCを遅らせる。

— SOCが遅れると熱伝達が下がる。これは、一部には熱発生位置が遅れることに起因し、一部には（遅れが非常に大きい場合）燃焼する燃料のパーセンテージが下がることに起因する。熱伝達が減少した結果、壁面温度が下がり、SOCが遅れる。

— タイミングが遅れた場合、壁面温度の低下の影響が一段と大きくなり、あらゆる定常状態条件においてIMTの増加がSOCの進みを招くにもかかわらず、遅延された定常状態条件においては、SOCの遅れに伴ってより高いIMTが必要になる。つまりこれは不安定条件である。

【0190】ここでは、定常状態と安定の違いに注意する必要がある。この場合、定常状態とは、SOCを移動するあらゆる力が平衡し、SOCが移動しない状態を意味する。安定とは、これらの力のいずれかにおける摂動がSOCをオリジナルの値に戻すことを意味する。不安定とは、この摂動によってSOCがオリジナルの値からずれてしまうことを指す。

【0191】

【発明の効果】本件PCCIエンジンおよびコントロール・システムは、自動車、産業、海上、あるいは軍事への応用も含めて任意の固定もしくは非固定の動力装置において使用することができる。本件PCCIエンジンおよびコントロール・システムは、特に、低排出が望ましい発動への応用において有利性が高い。

【図面の簡単な説明】

【図1】FIG. 1aは、本発明の一実施例を表した該要図であり、FIG. 1bのエンジンの単体のシリンダならびに関連コントロール・システムを示す。

【図2】FIG. 1bは、本発明による多気筒エンジンの概要図である。

【図3】FIG. 2は本発明のPCCIエンジンに関する

る、シリンダ圧および熱発生レートをクランク角度の関数として表したグラフである。FIG. 3は数種のエンジン動作条件に関する見掛けの熱発生レートをクランク角度の関数として表したグラフである。

【図4】FIG. 4aは、所定の動作条件の組み合わせに関する、ノッキング強度を時間の関数として表したグラフである。FIG. 4bは、グロス表示平均有効圧力（GIMEP）を時間の関数として表したグラフである。FIG. 4cは、FIG. 4aならびにFIG. 4bと同一の条件に関する、ピーク圧を時間の関数として表したグラフである。

【図5】FIG. 5は見掛けの熱発生レートをクランク角度の関数として表したグラフであり、燃焼または熱発生の位置つまりタイミングが遅れることに伴って熱発生レートの持続が延びることを示している。FIG. 6はシリンダ圧をクランク角度の関数として表したグラフであり、熱発生レートの遅れに伴ってピーク・シリンダ圧が減少することを示している。

【図6】FIG. 7aは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表したGIMEPのグラフである。FIG. 7bは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表したGIMEPの変動係数のグラフである。

【図7】FIG. 7cは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表したピーク・シリンダ圧のグラフである。FIG. 7dは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表した燃焼開始のグラフである。

【図8】FIG. 7eは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表したクランク角度を単位とする熱発生持続のグラフである。FIG. 7fは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表した時間を単位とする熱発生持続のグラフである。

【図9】FIG. 7gは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表したグロス表示熱効率のグラフである。FIG. 7hは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表した燃料固有炭化水素のグラフである。

【図10】FIG. 7iは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表した燃料固有炭化水素のグラフである。FIG. 7jは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として表した燃料固有窒素酸化物のグラフである。

【図11】FIG. 7kは、2つの異なるエンジン速度に関して、インテーク・マニホールド温度の関数として

表したノイズのグラフである。FIG. 8は3つの異なるインテーク・マニホールド温度に関する見掛けの熱発生をクランク角度の関数として表したグラフである。

【図12】FIG. 9は燃焼開始ならびに燃焼の持続を壁面温度の関数として表したグラフである。FIG. 10は所定の期間に関する燃焼開始ならびに燃焼終了をクランク角度の関数として表したグラフ、およびそれと同じ期間においてグロー・プラグのオン／オフを切り替えたときのGIMEPのグラフである。

【図13】FIG. 11はFIG. 10に示したグロー・プラグの過渡状態に関する見掛けの熱発生をクランク角度の関数として表したグラフである。

【図14】FIG. 12は本発明によるシリンダ間温度コントロールを提供する実施例の末端シリンダ補償システムを示す概要図である。FIG. 13はシリンダ間温度コントロールを提供する第2の実施例の末端シリンダ補償デバイスを示す概要図である。

【図15】FIG. 14は吸気バルブおよび排気バルブの開閉イベントの変化が上死点（TDC）温度に与える影響を表すグラフである。FIG. 15は吸気バルブおよび排気バルブの開閉イベントの変化および圧縮比の変化が、残留物の質量分率および上死点における温度に与える影響を表すグラフである。

【図16】FIG. 16は排気バルブの遊び設定を変化させたときのシリンダ圧ならびに熱発生をクランク角度の関数として表したグラフである。

【図17】FIG. 17は排気ガス再循環（EGR）の変化が熱発生レートの位置に与える影響およびEGRの変化が熱発生レートの大きさに与える影響をクランク角度の関数として表したグラフである。

【図18】FIG. 18はEGRレートの変化が燃焼開始のタイミングに与える影響を表したグラフである。FIG. 19はPCCI条件下において動作するシリンダを1筒備え、EGRの使用を最適化した、本発明による改良エンジンの概要図である。

【図19】FIG. 20は圧縮比の変化が上死点における温度に及ぼす影響を表したグラフである。FIG. 21は燃焼開始をクランク角度の関数として表したグラフおよび、圧縮比の変化が燃焼開始ならびにインテーク・マニホールド温度に与える影響を表したグラフである。

【図20】FIG. 22aは、本発明によるPCCIエンジンの1シリンダの部分断面図であり、一実施例の圧縮比可変デバイスを示す。FIG. 22bは、本発明によるPCCIエンジンの1シリンダの部分断面図であり、第2の実施例の圧縮比可変デバイスを示す。FIG. 22cは、本件PCCIエンジンの1シリンダの部分断面図であり、第3の実施例の圧縮比可変デバイスを示す。FIG. 22dは、本件PCCIエンジンの1シリンダの部分断面図であり、本発明による圧縮比可変デバイスの第4の実施例を示す。

【図 21】FIG. 23 は本発明による対向ピストン PCCI エンジンの概要図であり、圧縮比を変化させるための可変位相シフト・メカニズムを示す。FIG. 24 は FIG. 23 に示した可変位相シフト・メカニズムにおける差動装置のメカニズムを表す側面図である。

【図 22】FIG. 25 はたとえば FIG. 23 に示すような対向ピストン・エンジンにおける圧縮比を、2つのピストン間の位相差の関数として表したグラフであり、各種圧縮比の設定を示す。FIG. 26 は対向ピストン PCCI エンジンにおけるシリンダ容積をクランク角度の関数として表したグラフであり、ピストンの位相差が大きくなるに従って圧縮比が減少することを示す。

【図 23】FIG. 27 は、吸気バルブおよび排気バルブの開閉イベントの変化および圧縮比の変化が、ベースライン・エアフロー・レートのパーセンテージならびに TDC 温度に与える影響を表したグラフである。FIG. 28 は吸気バルブおよび排気バルブの開閉イベントにおける変化および圧縮比の変化が、ディーゼル等価ブレーキ固有燃料消費ならびに TDC 温度に与える影響を表したグラフである。

【図 24】FIG. 29 は吸気バルブおよび排気バルブの開閉イベントにおける変化および圧縮比の変化が、ピーク・シリンダ圧ならびに TDC 温度に与える影響を表したグラフである。FIG. 30 は水の噴射がインテーク・マニホールド温度ならびに上死点における温度に与える影響を表したグラフである。

【図 25】FIG. 31 a は、クランク角度を単位とした燃焼の持続を、インテーク・マニホールド圧力 (IMP) の関数として表したグラフである。FIG. 31 b は、時間を単位とした燃焼の持続を、IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 c は、IMP の大きさにおける変化が熱発生レートのタイミングならびに位置に及ぼす影響を示したグラフである。

【図 26】FIG. 31 d は、燃焼開始のタイミングおよびクランク角度を IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 e は、燃料固有炭化水素を IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 f は、GIMEP を IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 g は、グロス表示熱効率を IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 h は、燃料固有酸化炭素を IMP の関数として表したグラフである。

【図 27】FIG. 31 i は、燃料固有窒素酸化物を IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 j は、GIMEP の変動係数を IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 k は、ピーク・シリンダ圧を IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 l は、ノイズを IMP の関数として表したグラフである。FIG. 31 m は、IMP の変化がピーク・シリンダ圧ならびに GIMEP に与える影響を表したグラフである。

【図 28】FIG. 32 は各種の微量化学種が燃焼開始ならびに温度に与える影響を表したグラフである。FIG. 33 はオゾンの添加量が燃焼開始の進みに与える影響を表したグラフである。

【図 29】FIG. 34 は本件 PCCI エンジンにおける使用燃料の変化が燃焼開始に与える影響を表したグラフであり、温度の増加によって燃焼開始が示される。FIG. 35 は見掛けの熱発生を持続を当量比の関数として表したグラフである。FIG. 36 はクランク角度を単位とする燃焼の開始を当量比の関数として表したグラフである。

【図 30】FIG. 37 は当量比における変化が燃焼の開始に与える影響を表したグラフであり、温度の増加によって燃焼開始が示される。FIG. 38 は当量比における変化が熱発生タイミング、つまり位置に与える影響を表したグラフである。

【図 31】FIG. 39 は当量比が圧縮比ならびにコンプレッサの排気口温度に与える影響を表したグラフである。FIG. 40 は当量比の変化がブレーキ固有燃料消費に与える影響を表したグラフである。

【図 32】FIG. 41 は2つの異なるサイズのタービン・ケースについて、ポンピング平均有効圧力と GIMEP の関係を表したグラフである。FIG. 42 は2つの異なるサイズのタービン・ケースについて、ディーゼル等価 BSFC と BMEP の関係を表したグラフである。

【図 33】FIG. 43 は2つの異なるサイズのタービン・ケースについて、タービンのローター速度とインテーク・マニホールド圧の関係を表したグラフである。FIG. 44 は異なる燃料を使用した PCCI 燃焼に関する、燃料固有窒素酸化物排出を表したグラフであり、代表的な圧縮点火ディーゼル・エンジンとの比較を示す。

【図 34】FIG. 45 は排出量をエンジン速度の関数として表したグラフである。FIG. 46 は、排出量を下死点における温度の関数として表したグラフである。FIG. 47 は燃料固有一酸化炭素を燃焼終了時火炎温度の関数として表したグラフである。

【図 35】FIG. 48 a、FIG. 48 b は、凹部を最小化する機能を備えた本発明による PCCI エンジンの1シリンダの部分断面図である。FIG. 49 は凹部を最小化する機能を備えた本発明による PCCI エンジンの1シリンダの部分断面図である。

【図 36】FIG. 50 a、FIG. 50 b は、凹部を最小化する機能を備えた本発明による PCCI エンジンの1シリンダの部分断面図である。

【図 37】FIG. 51 はディーゼルのパイロット噴射パーセンテージにおける変化が熱発生レートの位置ならびに形状に及ぼす影響を表したグラフである。

【図 38】FIG. 52 は本発明の一実施例を表した概要図であり、吸気エアの流れをコントロールするフラッ

パー・バルブを示す。FIG. 53は本発明によるPCCIエンジンにおいて閉ループ・コントロールを使用したときの、累積熱発生および決定されたSOCをクランク角度の関数として表したグラフである。FIG. 54はGIMEPおよびインテーク・マニホールド温度を燃焼開始の関数として表したグラフである。

【図39】FIG. 55は従来のPCCI燃焼イベントについて、圧力と体積の関係を表したグラフである。FIG. 56は本発明の一実施例における圧力と体積の関係を示したグラフであり、定圧力部分が現れている。

【図40】FIG. 57は本件PCCIエンジンの別の実施例を示す概要図である。

【図41】FIG. 58は本発明によるさらに別の、エンジンの熱効率を向上させるポンピング・シリンダを含む実施例を示した概要図である。

【図42】FIG. 59A～59Dは、FIG. 58に示した実施例について、サイクル内の各ポイントにおけるパワー・ピストンおよびポンピング・ピストンの位置変化を示した概要図である。

【図43】FIG. 60は本発明によるさらに別の実施例であり、エンジンの熱効率を向上させるポンピング・シリンダを備えたPCCIエンジン示した概要図である。FIG. 61はFIG. 60に示したエンジンに関する、排気バルブおよび吸気バルブの有効フロー面積をクランク角度の関数として表したグラフである。

【図44】FIG. 62A～62Eは、FIG. 60に示したエンジンについて、サイクル内の各ポイントにおけるパワー・ピストンおよびポンピング・ピストンの位

置変化を示した概要図である。

【図45】FIG. 63はSOCをコントロールするための置換器を備えた、本件PCCIエンジンのさらに別の実施例を示した概要図である。FIG. 64はFIG. 63に示したエンジンにおける置換器のポジション移動を表す概要図である。

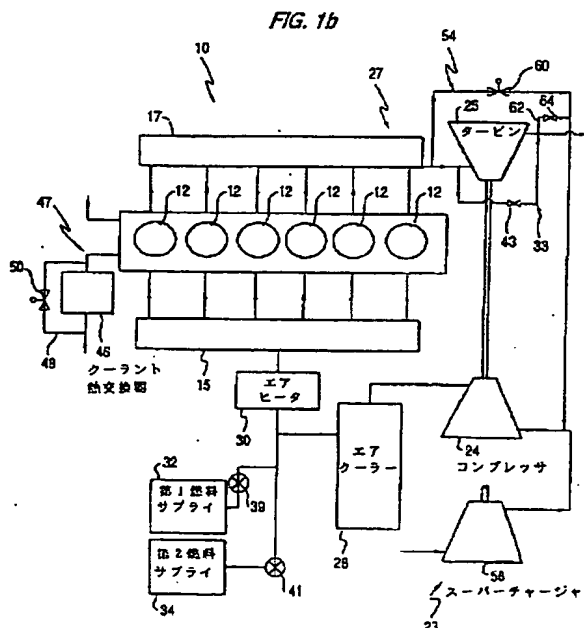
【図46】FIG. 65a～65dは、EGRをコントロールするための可変排気バルブ閉塞を含む、本発明の実施例を説明した概要図である。

【図47】FIG. 66は排気バルブをコントロールしてEGRをコントロールする実施例を示した概要図である。FIG. 67はFIG. 66に示した実施例に使用される流体圧リンクの詳細図である。FIG. 68は排気バルブ閉塞をコントロールしてEGRをコントロールする第2の実施例を示した概要図である。

【符号の説明】

- 20：電子コントロール・ユニット
- 29：ヒータ
- 51：ヒータ
- 38：圧縮比可変手段
- 25：タービン
- 46：クーラント熱交換器
- 30：エア・ヒータ
- 32：第1燃料サプライ
- 34：第2燃料サプライ
- 28：エア・クーラー
- 24：コンプレッサ
- 58：スーパーチャージャ

【図2】



【図5】

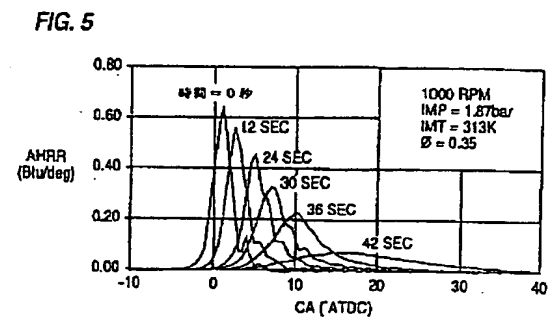
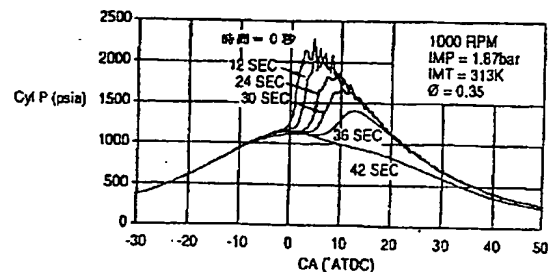
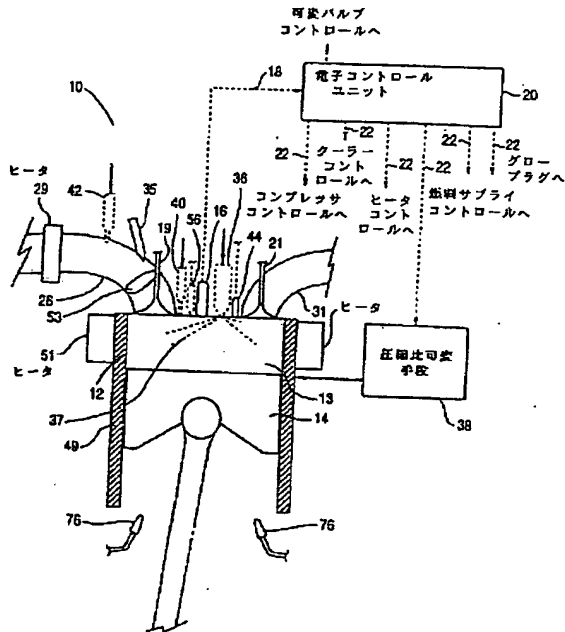


FIG. 6



【図1】

FIG. 1a



【図3】

FIG. 2

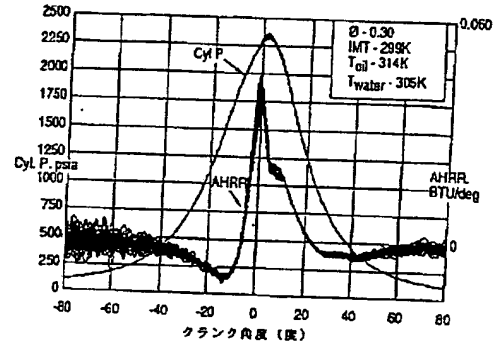
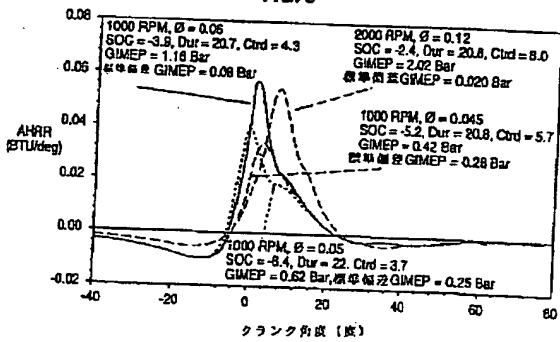


FIG. 3



【図4】

FIG. 4a

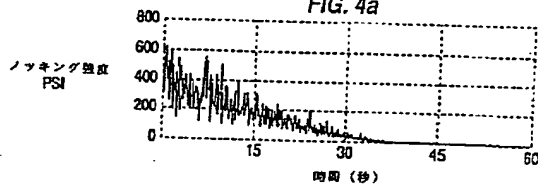


FIG. 4b

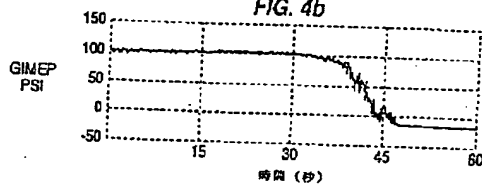
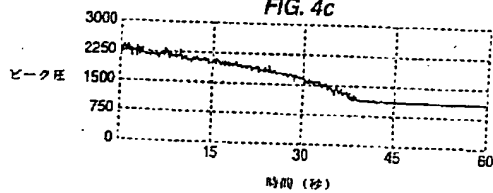


FIG. 4c



【図6】

FIG. 7a

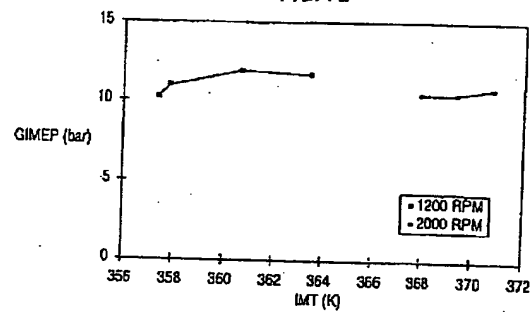
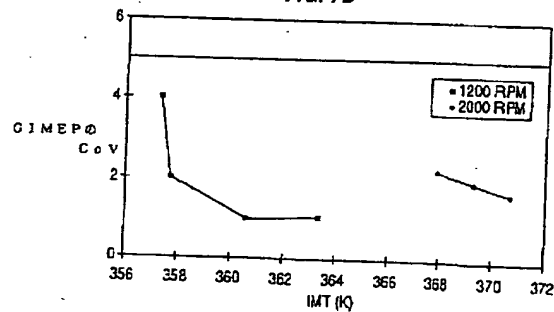
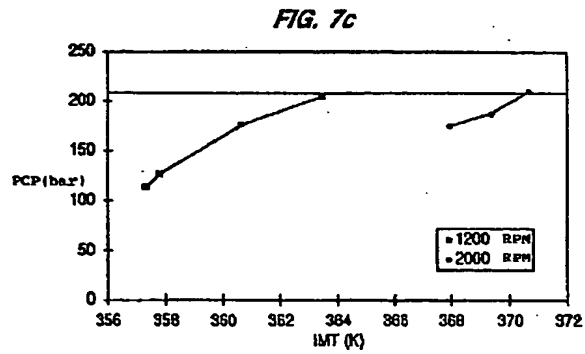


FIG. 7b



【図7】



【図8】

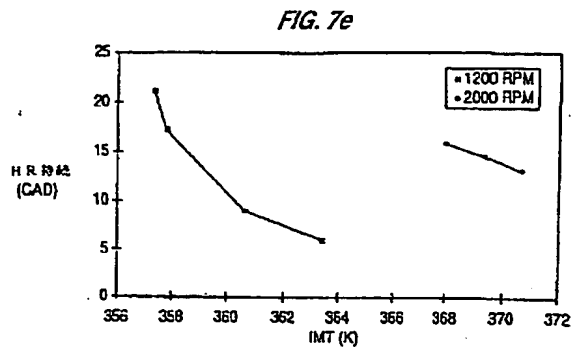


FIG. 7d

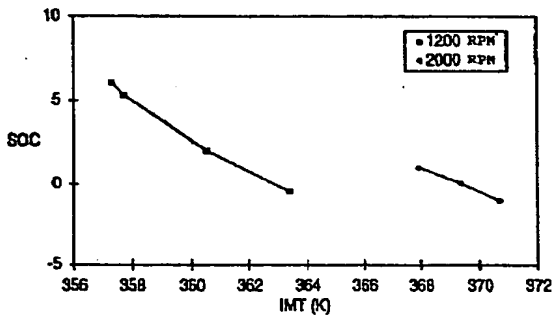
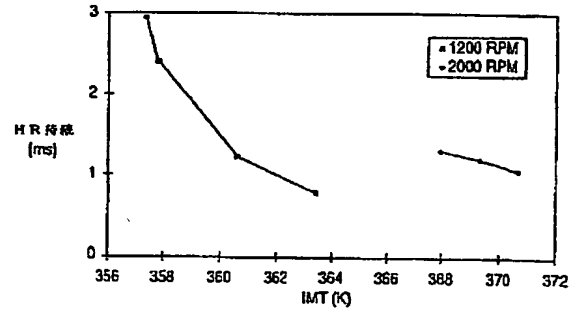
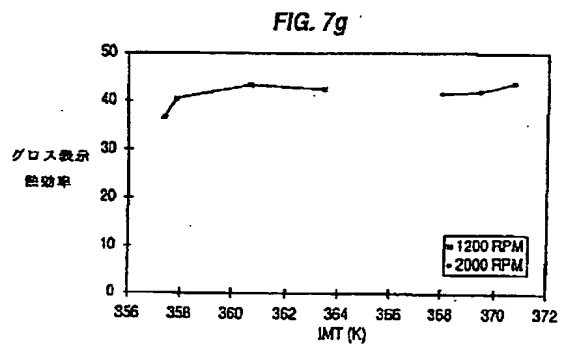


FIG. 7f



【図9】



【図10】

FIG. 7i

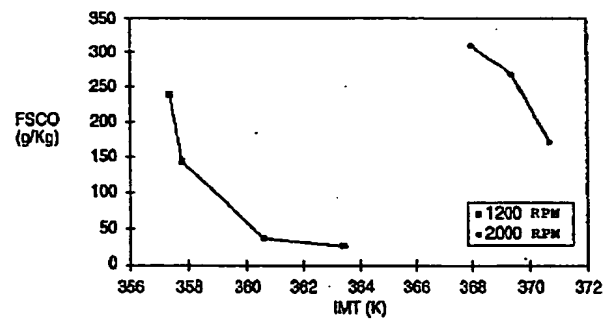


FIG. 7h

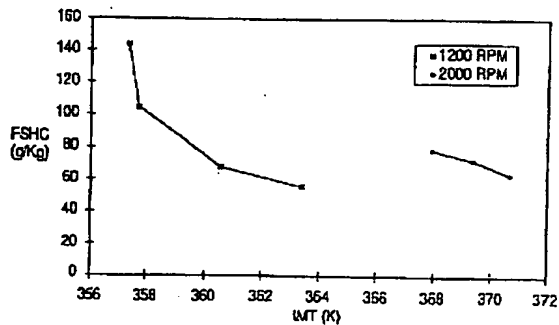
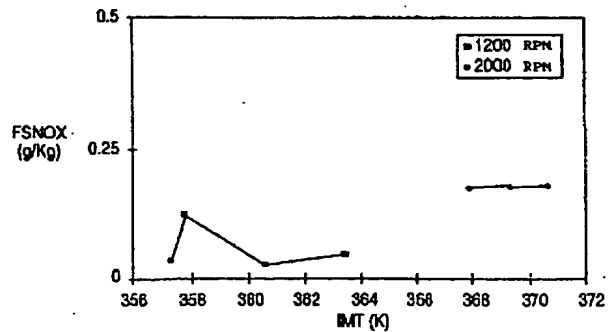
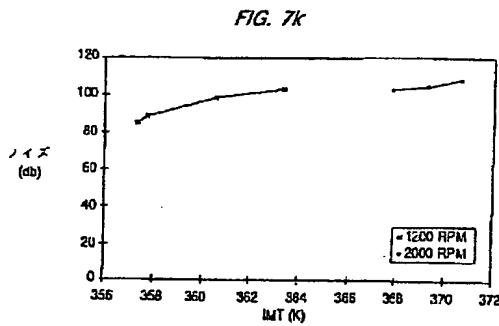


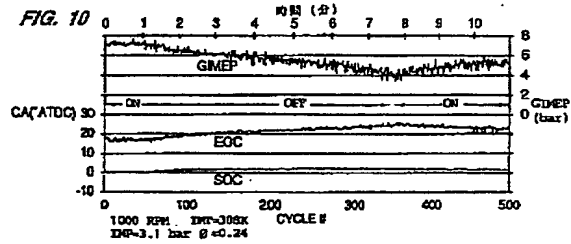
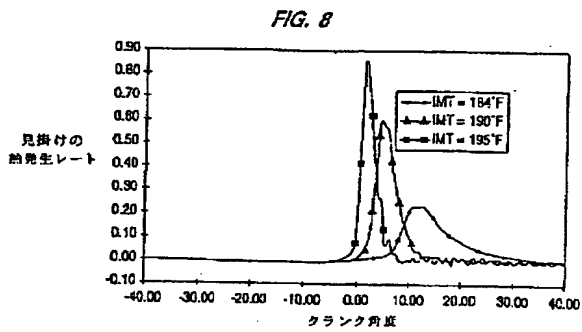
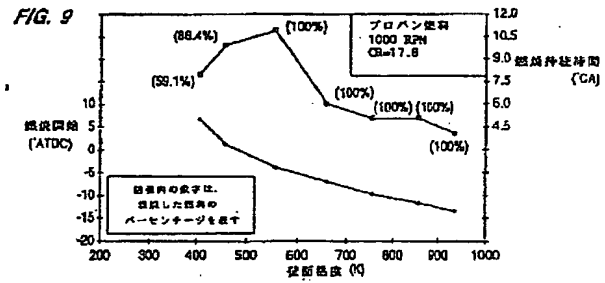
FIG. 7j



【図11】

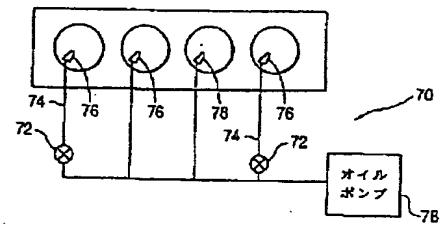


【図12】



【図14】

FIG. 12



【図13】

FIG. 11

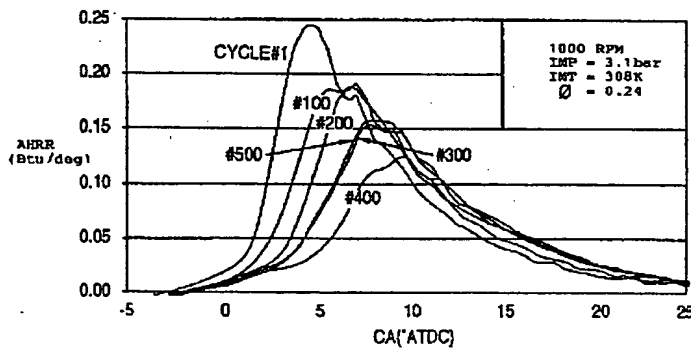
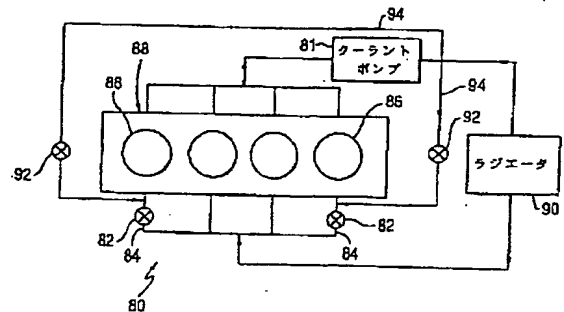
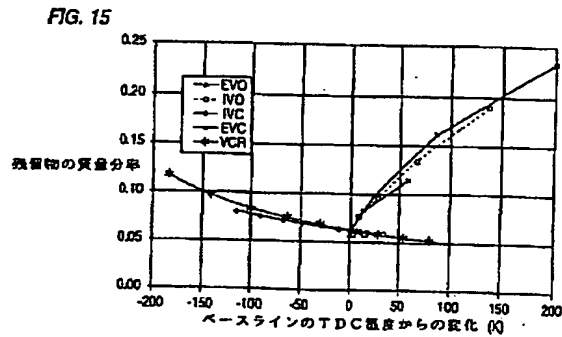
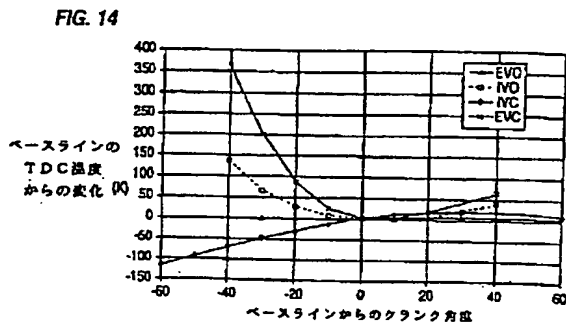


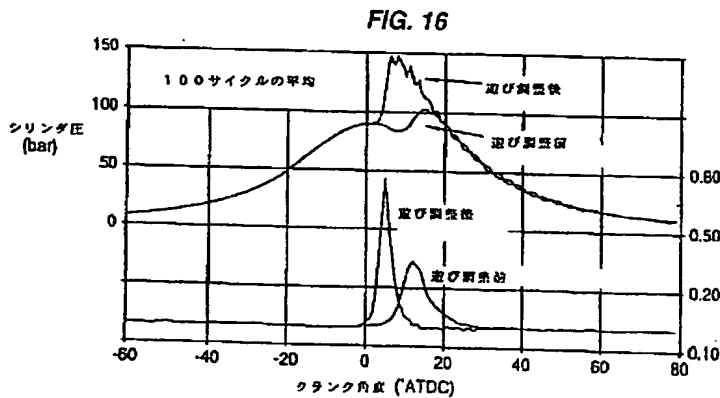
FIG. 13



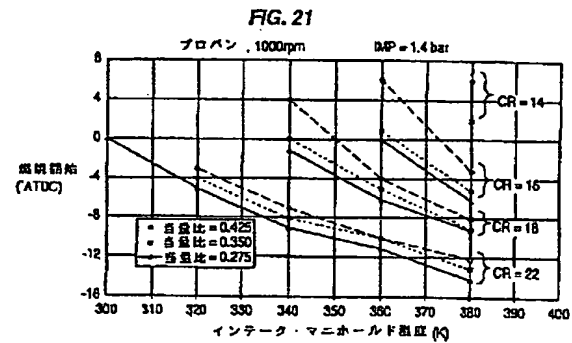
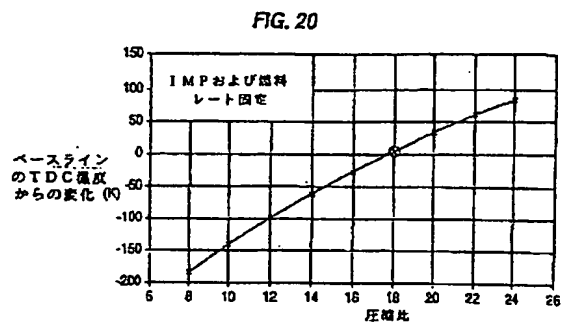
【図15】



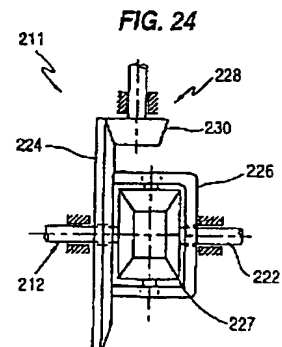
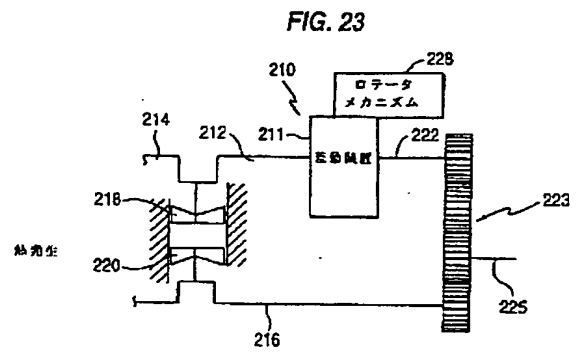
【図16】



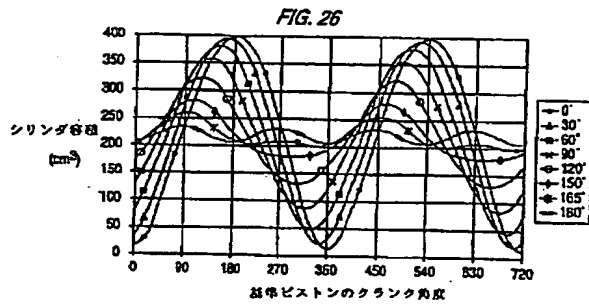
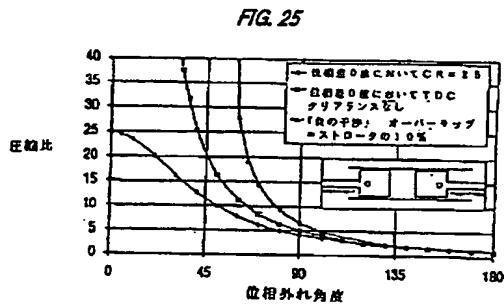
【図19】



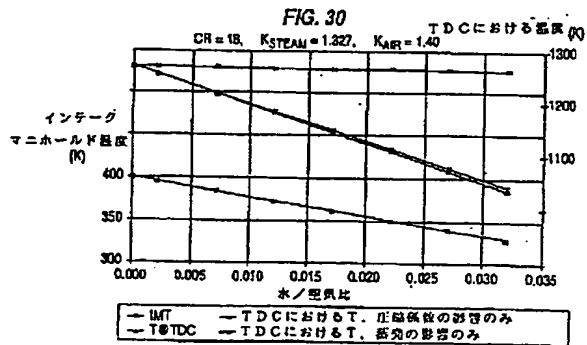
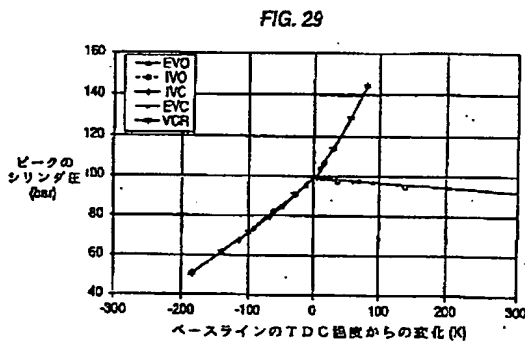
【図21】



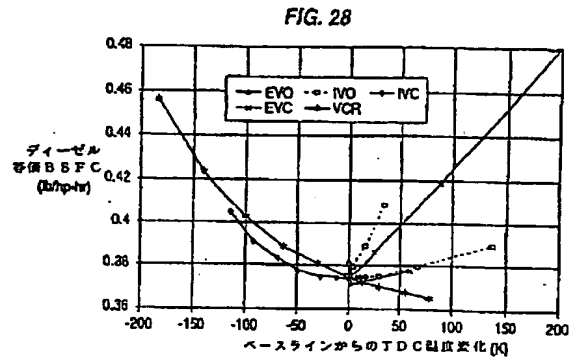
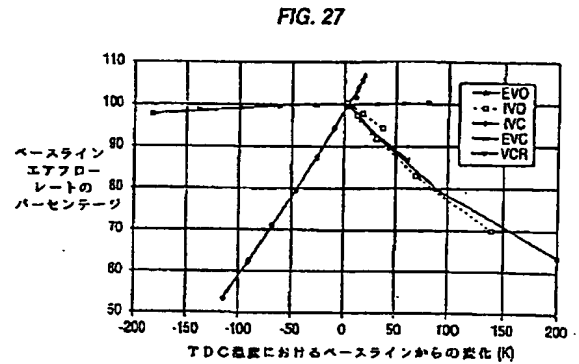
【図22】



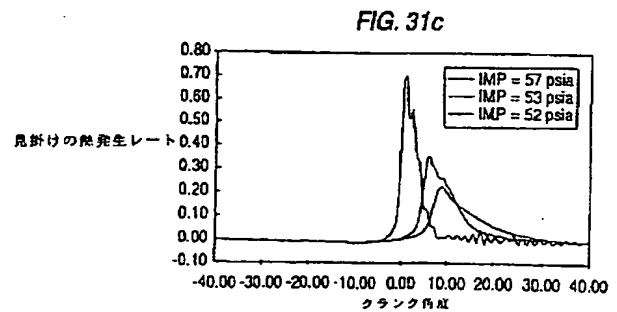
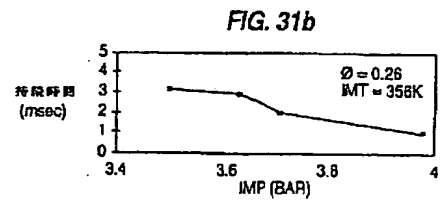
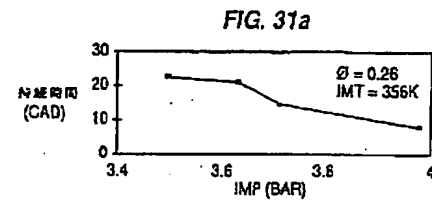
【図24】



【図23】



【図25】



【図26】

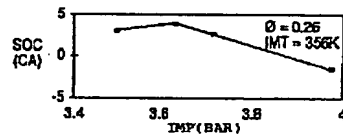


FIG. 31d

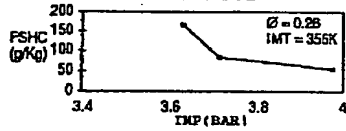


FIG. 31e

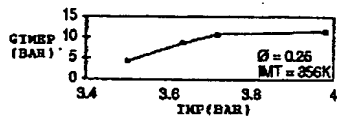


FIG. 31f

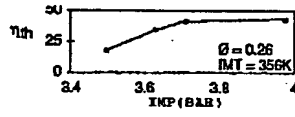


FIG. 31g

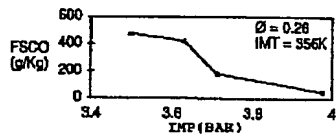


FIG. 31h

【図27】

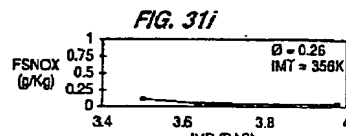


FIG. 31i

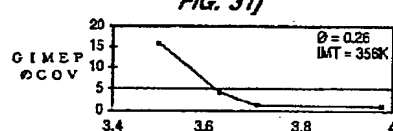


FIG. 31j

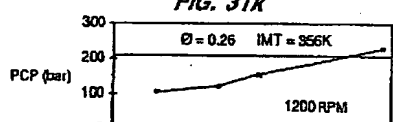


FIG. 31k

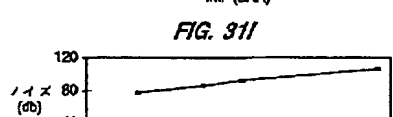


FIG. 31l

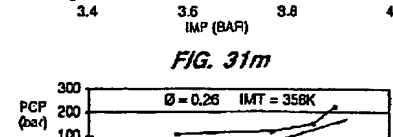


FIG. 31m

【図28】

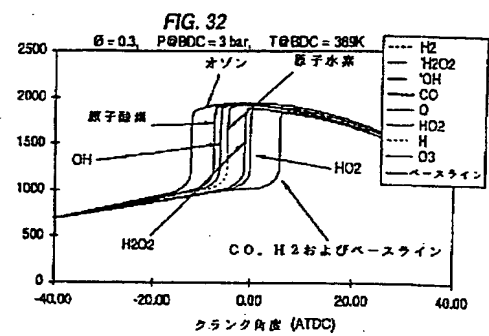
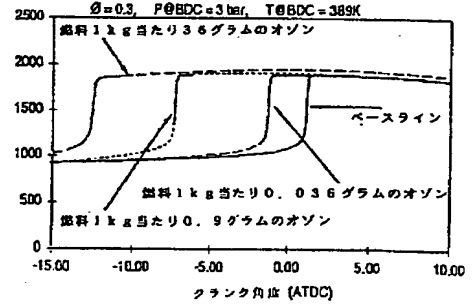


FIG. 33



【図29】

FIG. 34

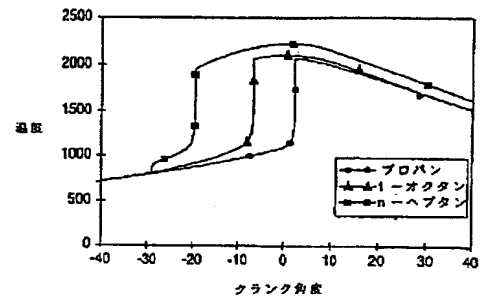


FIG. 35

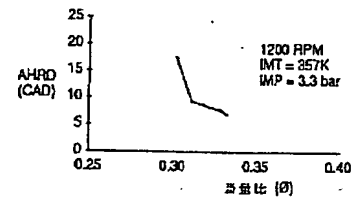
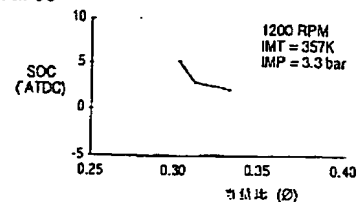


FIG. 36



【図30】

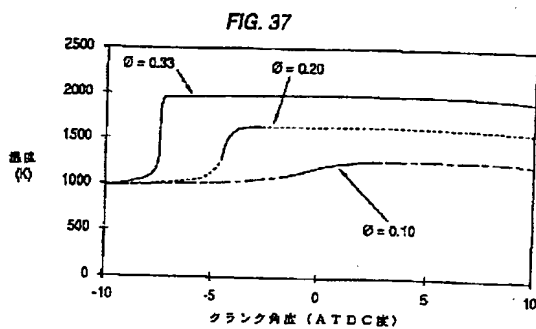
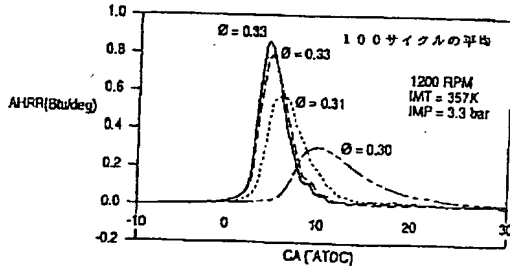


FIG. 38



【図31】

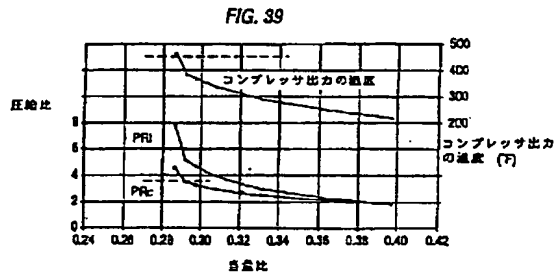
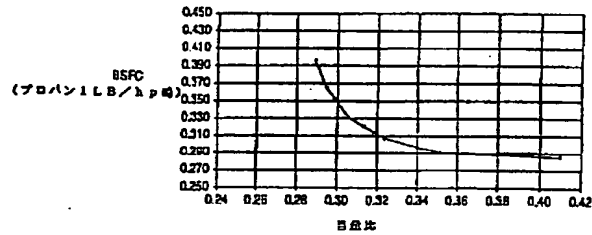


FIG. 40



【図32】

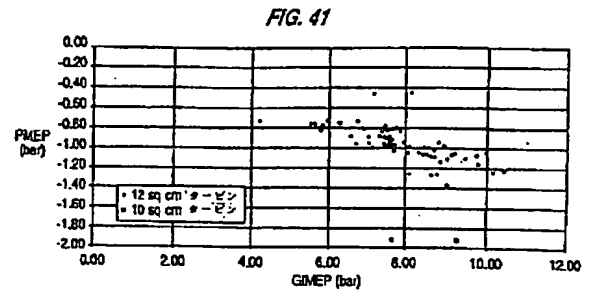
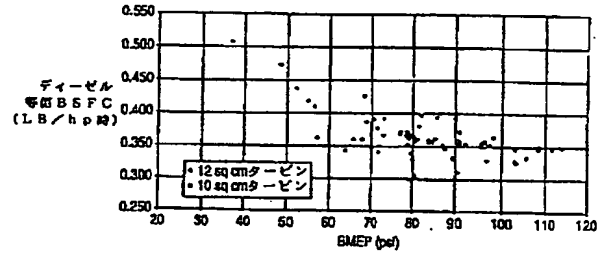


FIG. 42



【図33】

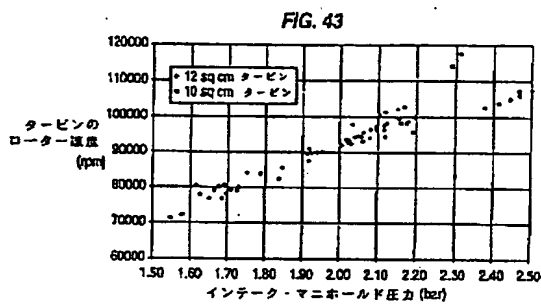
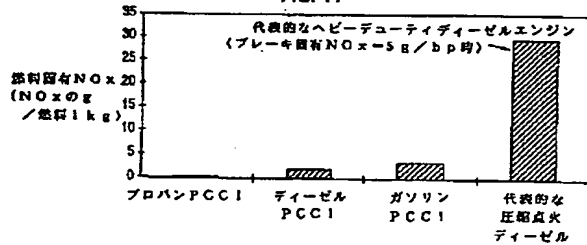


FIG. 44



【図34】

FIG. 45

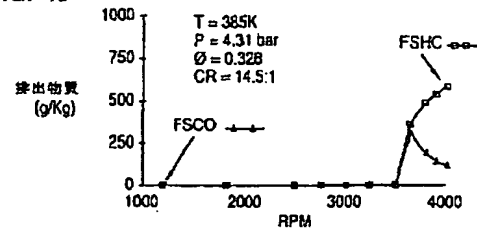


FIG. 46

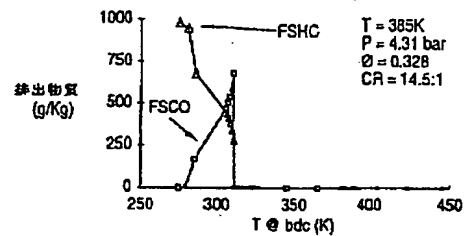
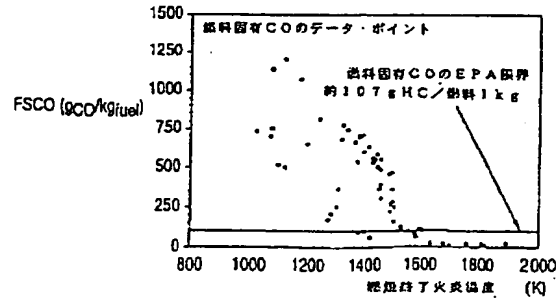
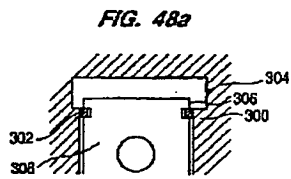


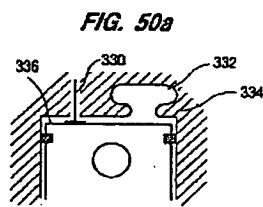
FIG. 47



【図35】



【図36】



【図38】

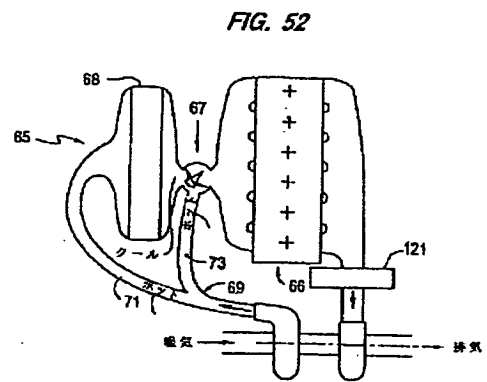


FIG. 48b

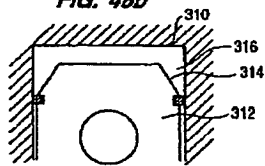


FIG. 50b

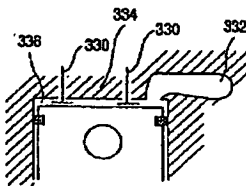


FIG. 49

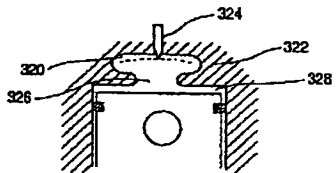


FIG. 53

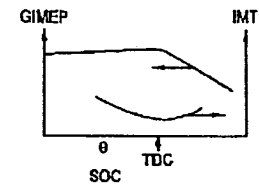
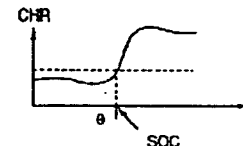


FIG. 55

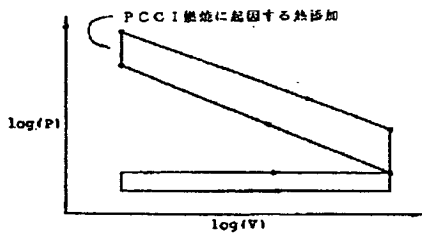
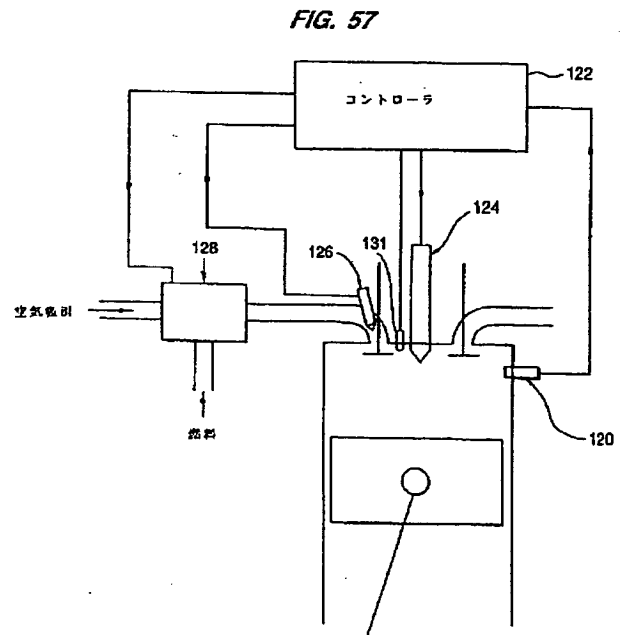
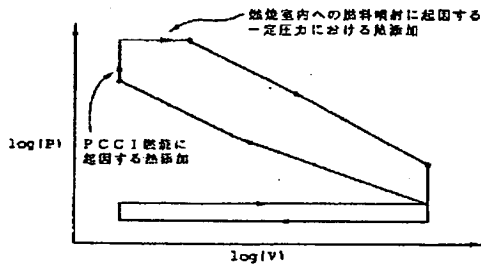
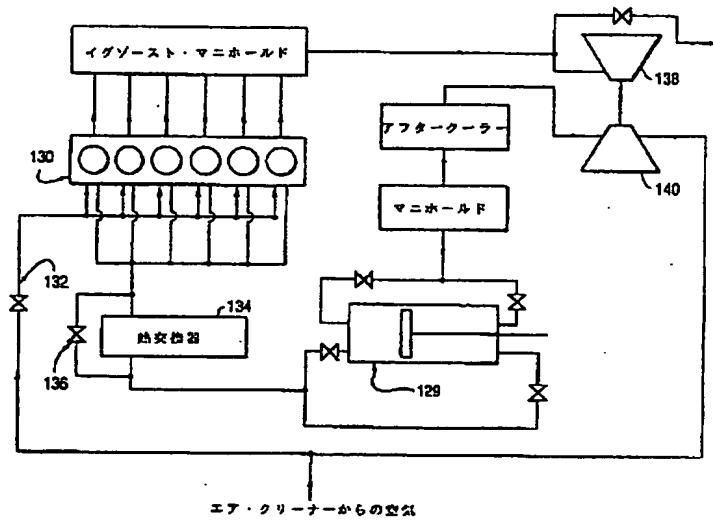


FIG. 56



【図41】

FIG. 58



【図42】

FIG. 59A

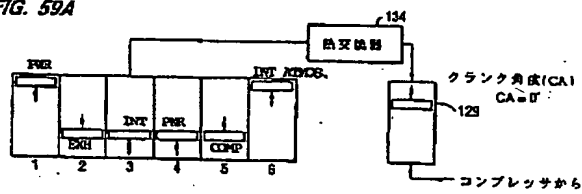


FIG. 59B

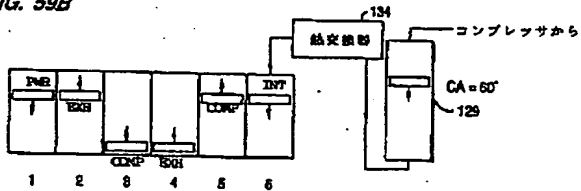


FIG. 59C

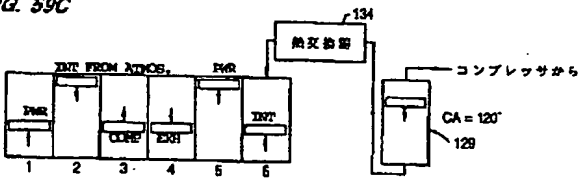
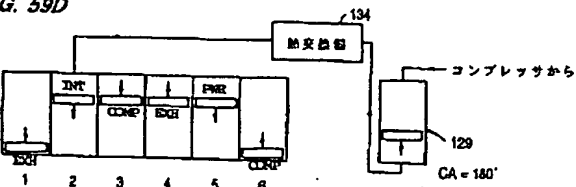


FIG. 59D



EXH: 排気行程 PWR: 動力行程 COMP: 圧縮行程 INT: 吸気行程

【図43】

FIG. 60

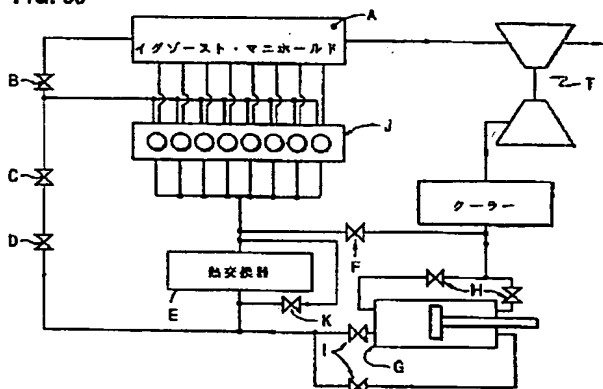
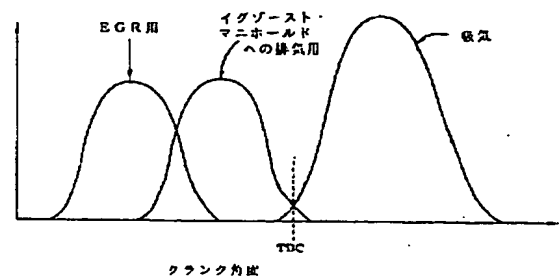
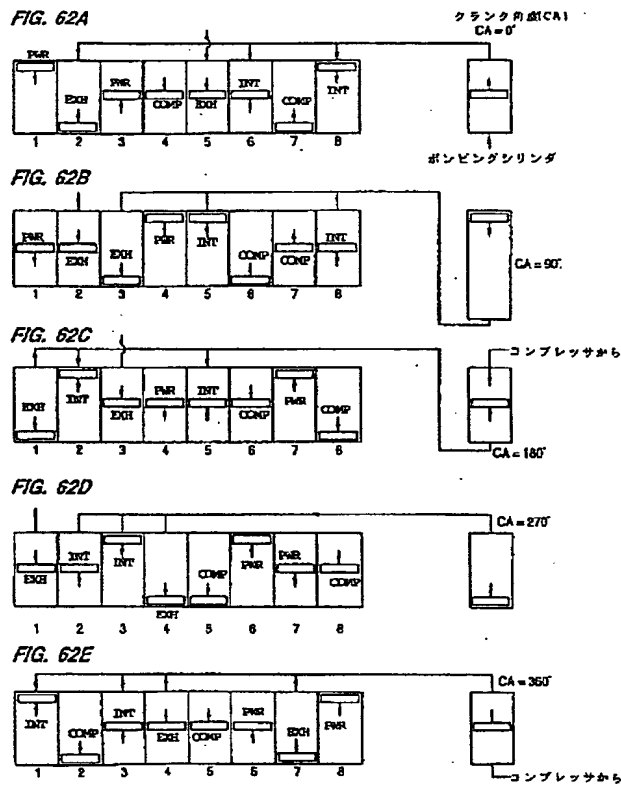


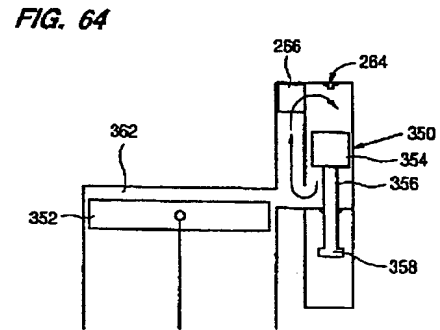
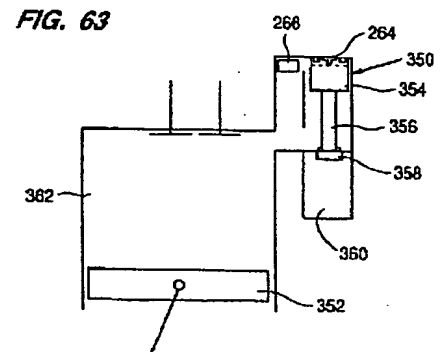
FIG. 61



【図44】



【図45】



【図46】

FIG. 65a

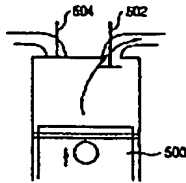


FIG. 65b

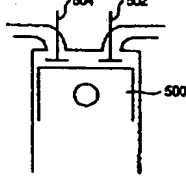


FIG. 65c

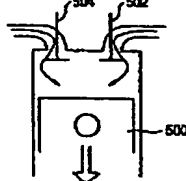
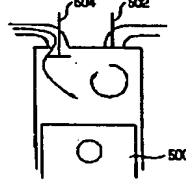


FIG. 65d



【図47】

FIG. 66

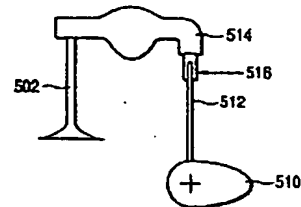


FIG. 67

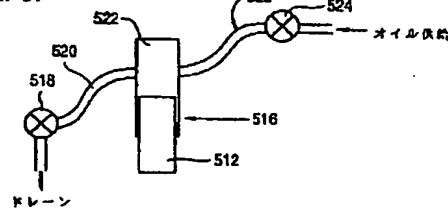
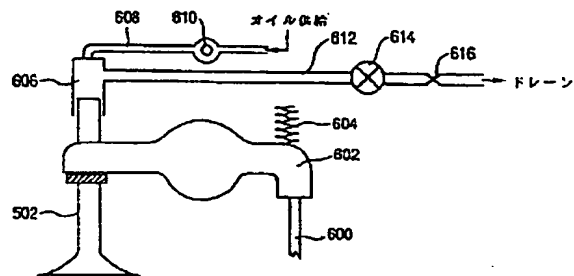


FIG. 68



フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁷

F 0 2 B 23/00

F 0 2 D 13/02

15/04

23/02

41/02

識別記号

3 2 5

3 5 1

F I

F 0 2 B 23/00

F 0 2 D 13/02

15/04

23/02

41/02

テマコード (参考)

P

J

K

H

M

3 2 5 A

3 2 5 D

3 5 1

(72) 発明者 ハンター、ゲイリー エル。
 アメリカ合衆国 47203 インディアナ州
 コロンバス ロッキー フォード ロード
 920

(72) 発明者 ツール ロイエ、アクセル オー。
 アメリカ合衆国 47203 インディアナ州
 コロンバス タンバーク ドライブ
 1015

(72) 発明者 アキニエミ、オモウォレオラ シー。
 アメリカ合衆国 47203 インディアナ州
 コロンバス バークデイル ウェイ
 3338

(72) 発明者 デュレット、ラス ビー。
 アメリカ合衆国 47203 インディアナ州
 コロンバス グロウブ バークウェイ
 3335

- (72)発明者 ムーア、 グレグ エー.
アメリカ合衆国 47236 インディアナ州
グラマー サウス 5744 イースト
1000
- (72)発明者 マンティーン、 ジョージ ジー.
アメリカ合衆国 47203 インディアナ州
コロンバス イースト ミッション コ
ート 4720
- (72)発明者 ピーターズ、 レスター エル.
アメリカ合衆国 47201 インディアナ州
コロンバス ウェスト ダム ロード
8543
- (72)発明者 ビアーズ、 パトリック エム.
アメリカ合衆国 47203 インディアナ州
コロンバス ラップウィング ドライブ
1013
- (72)発明者 ワグナー、 ジュリー エー.
アメリカ合衆国 47203 インディアナ州
コロンバス リーガル テンダー ロー
ド 12805

- (72)発明者 ライト、 ジョン エフ.
アメリカ合衆国 47201 インディアナ州
コロンバス ニュートン ストリート
2318
- (72)発明者 イエーガー、 ジャッキー エム.
アメリカ合衆国 47203 インディアナ州
コロンバス イースト 6623 サウス
120
- Fターム(参考) 3G023 AA01 AA02 AA18 AB05 AB09
AC01 AC02 AC09 AD13 AF03
3G092 AA05 AA07 AA12 AA18 AB02
BA02 BB04 DA03 DB02 DB03
DC01 DC12 DD08 DE15S
DF01 EA23 EB00 EC02 FA02
FA03 FA06 FA15 FA24 FB04
GA03 GA08 HA01X HA04X
HA06X HA11X HA14X HA16X
HB01X HC01X HE01X HE06X
3G301 HA05 HA11 HA19 JA02 JA03
JA21 KA06 KA21 KA23 LA01
LA07 LB02 LC10 MA11 NA00
NB06 NB20 ND02 ND03 ND05
NE16 PA10A PA11A PA16A
PA17A PB03A PC01A PE01A
PE06A